

Vysoká Škola Báňská Technická Univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Analýza přestupu tepla ve výměníku při
dodržení vstupních a výstupních parametrů**

**Heat Transfer Analysis in the Heat
Exchanger while Respecting the Input and
Output parameters**

Student:

Tomáš Olbert

Vedoucí diplomové práce:

prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.

18.5.2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Olbert**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma: **Analýza přestupu tepla ve výměníku při dodržení vstupních a výstupních parametrů**
Heat Transfer Analysis in the Heat Exchanger while Respecting the Input and Output parameters

Zásady pro vypracování:

Zpracujte teoreticky a matematicky problematiku rozložení teplot ve výměníku (spaliny - voda) s využitím podkladů z experimentu realizovaného na Wrocław University of Technology, Polsko.

1. Popis výměníku tepla, jeho funkce v dané aplikaci.
2. Definování matematického modelu založeného na vícefázovém proudění (spaliny - voda).
3. Definování fyzikálních vlastností vzduchu a vody při neizotermických podmínkách a definice okrajových podmínek.
4. Využití 2D modelování pro odladění procesu výměny tepla, aplikace výsledku do obecné oblasti výměníku.
5. Zhodnocení variant řešení a porovnání s experimentem

Seznam doporučené odborné literatury:

- ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- POLKO, K. *Modeling Of Waste Heat Recovery From Exhaust Flue Gases*. Wrocław University of Technology, Faculty of Mechanical and Power Engineering, Raport serii PREPRINTY nr 35/2012, Wrocław 2012. Dissertation.
- INCROPERA, F. a kol. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6. edition, John Wiley and Sons 2007, 996 p., ISBN 978-0-471-45728-2.
- KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 115 s., ISBN 978-80-248-1913-6, (Elektronická publikace na CD ROM).
- KOZUBKOVÁ, M. a kol. *Modelování přenosu hmoty, hybnosti a tepla*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011, 115 s., ISBN 978-80-248-1913-6, (Elektronická publikace na CD ROM).
- Ansys, Inc. *ANSYS FLUENT 14 - Theory Guide*. 2011.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.**

Konzultant diplomové práce: Dr. Krzysztof Polko

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2015



.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že


- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.5.2015

Bc. Tomáš Olbert

Lomená 193/4

Bruntál 792 01


.....
Podpis studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

OLBERT, T. *Analýza přestupu tepla ve výměníku při dodržení vstupních a výstupních parametrů*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2015, 58s. Vedoucí práce: KOZUBKOVÁ, M.

Diplomová práce zpracovává teoreticky a matematicky problematiku rozložení teplot ve výměníku (spaliny - voda) s využitím podkladů z experimentu realizovaného na Wroclaw University of Technology, Polsko. Experiment se pokouší popsat potenciál využití kondenzace spalin v uhelných elektrárnách, tím zvýšit účinnost zařízení a snížit emise znečišťujících látek

Matematické vypracování se realizovalo pomocí ANSYS Fluent 15.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

OLBERT, T. *Heat Transfer Analysis in the Heat Exchanger while Respecting the Input and Output parameters*: master thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2015, 58s. Supervisor :. Kozubková, M.

Thesis elaborates the problems about theoretically and mathematically of temperature distribution in the heat exchanger (flue gas - water), using data provided from an experiment realized on Wroclaw University of Technology, Poland. Experiment attempts to describe the potential of using flue gas condensation in coal power stations, thus increasing device efficiency and reduce emissions of pollutants.

Mathematical elaboration is realized using ANSYS Fluent 15

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své diplomové práce prof. RNDr. Miladě Kozubkové, CSc., která projevila velký přehled, zkušenosti v dané problematice a velkou ochotu při sdělování informací. Její připomínky a cenné rady, mi při vypracování této práce velmi pomohly.

Obsah

1	ÚVOD	11
2	SPALOVÁNÍ	12
2.1	Kondenzace v energetice	14
2.2	Druhy spalování	15
2.3	Ekologie spalování	16
3	EXPERIMENT – POPIS VÝMĚNÍKŮ A JEHO FUNKCE	18
4	MATEMATICKÝ MODEL VÍCEFÁZOVÉHO PROUDĚNÍ (SPALINY-VODA)	20
5	FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI SPALIN, VODY A TEFLONU	21
5.1	Spaliny	22
5.2	Voda	25
5.3	Teflon	25
6	PŘENOS TEPLoty	26
6.1	Konvektivní přenos	26
6.2	Difuzní přenos	27
6.2.1	První Fickův zákon	28
6.2.2	Fourierův zákon přenosu tepla	28
6.2.3	Newtonův zákon viskozity	29
6.3	Bilanční rovnice přenosu	30
7	PŘENOS TEPLA	30
7.1	Bezrozměrná kritéria látek	31
7.2	Rovnice přenosu hmoty, hybnosti a energie	31

7.2.1	Rovnice kontinuity.....	31
7.2.2	Navierova-Stokesova rovnice	32
7.2.3	Rovnice energie	33
8	NUMERICKÉ MODELOVÁNÍ	34
8.1	2D modelování prostupu tepla	34
8.2	Okrajové podmínky 2D modelu	35
8.3	3D model	41
8.4	Okrajové podmínky	42
8.5	3D modelování	44
9	ZÁVĚR.....	53
10	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	54
11	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	56
12	PŘÍLOHA.....	57

Seznam použitých symbolů

Značka	Název veličiny	Jednotka
C_p	Měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
d	Průměr	$[m]$
D_h	Hydraulický průměr	$[m]$
E	Energie	$[J]$
F	Síla	$[N]$
h	Entalpie	$[J \cdot kg^{-1}]$
I	Intenzita turbulence	$[\%]$
J_A	Difuzní tok	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
J_i	Difuzní tok	$[kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$
l	Délka	$[m]$
M	Molekulová hmotnost	$[kg \cdot kmol^{-1}]$
P	Výkon	$[W]$
p	Tlak	$[Pa]$
q	Tepelný tok	$[W \cdot m^{-2}]$
Q_m	Hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
Q_v	Objemový průtok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
r	Měrná plynová konstanta	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
R	Universální plynová konstanta	$[J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[1]$
S	Obsah	$[m^2]$
T	Absolutní teplota	$[K]$
U	Vnitřní energie	$[J]$
v	Rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
\mathbf{v}	Vektor rychlosti	$[m \cdot s^{-1}]$
X	Koeficient vlhkosti	$[1]$
Y	Hmotnostní zlomek	$[1]$
α	Součinitel prostupu tepla	$[m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$
λ	Tepelná vodivost	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ν	Kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
τ	Smykové napětí	$[Pa]$
$\overline{\tau}$	Tenzor vazkých napětí	$[Pa]$
Γ	Přenos	
ζ	Obecná proměnná	
ρ	Hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\overline{\Pi}$	Celkový tenzor napětí	$[Pa]$

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je zhodnotit vliv kondenzace na prostup tepla v obecné části výměníku sestrojeného na Wrocław University of Technology, Polsko. Zkušební zařízení pro analýzu tohoto výměníku je konstruováno tak, aby dokázalo zjistit reálné stavy a teploty spalin. Za účelem sestrojení 2rozměrného matematického modelu, zaměřený na výpočet velikosti výměníku a množství vzniklého kondenzátu.

Celý experiment, který probíhal na Wrocław University of Technology, Polsko, je zaměřený na ověření možnosti využití kondenzace spalin, vzniklých v průmyslových zařízeních, jako jsou např. uhelné elektrárny a teplárny, pro snížení emisí a zvýšení účinnosti těchto zařízení. To znamená zvýšit míru využití energie v palivu.

Emisní limity jsou dnes aktuální téma snad ve všech zemích EU. Požadavky na průmyslové zařízení jsou dnes omezeny tzv. emisními povolenkami, které mají zamezit nadměrnému znečišťování životního prostředí. Z těchto poznatků, můžeme usuzovat, že dozor, dohled a regulace pro velké průmyslové zařízení je v legislativě dlouhodobě ukotvena. V současné době, se však také začalo prosazovat snížení emisí a zvýšení účinnosti v malých zařízeních, jako jsou např. teplovodní kotle na tuhá paliva, určené pro vytápění rodinných domů a malých průmyslových objektů.

Vytápění

Základ vytápění tvoří tepelná soustava. V této soustavě se teplo vyrábí, nebo je do ní přiváděno, a je dále dopravováno ke spotřebičům. Skládá se, ze:

- zdroje tepla,
- rozvodu,
- spotřebiče.

Tepelná soustava se také může skládat z různých úrovní provozního přetlaku a teploty. Také se může dělit na dílčí soustavy, ze kterých se skládají velké celky tepelné soustavy.[10]

V dnešní době člověk tráví téměř 70% času v uzavřených prostorech. Tyto vnitřní prostory tudíž ovlivňují člověka i jeho zdraví. Proto je v dnešní době kladen

velký důraz na tepelné a vlhkostní mikroklima. I díky tomu, dnešní moderní otopné systémy také pracují se vzduchotechnikou. Principy rekuperace tepla a řízeného větrání a vytápění, jsou dnes moderním trendem vytápění objektů a také nezbytné pro nízko energetické a pasivní domy. Srdcem těchto otopných systémů ve většině objektů stále zůstává teplovodní kotel, nebo je nahrazován tepelným čerpadlem[10].

Výroba energie

Hlavním principem výroby energie, je přeměnit energii teplotní, ukrytou v palivech, na energii mechanickou. Palivo se tedy spálí, a vzniklé teplo přemění vodu v páru, ta se následně přivede do turbíny, která je pevně spojená hřídelí ke generátoru elektrické energie. [21]

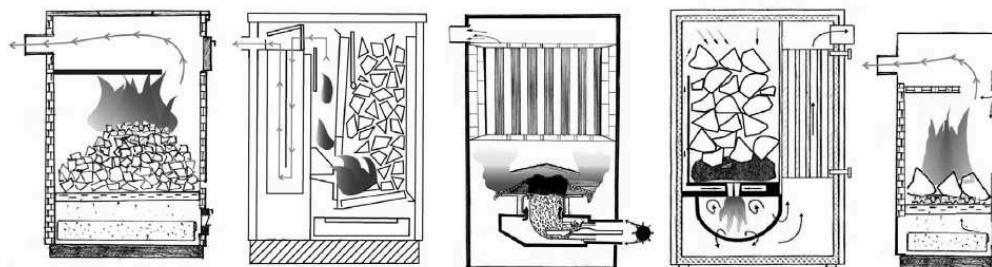
Pro vytápění a výrobu energie tedy potřebujeme nejdříve palivo. Palivo má v sobě energii ukrytou ve formě spalného tepla a výhřevnosti. Abychom tuto energii dokázali využít, musí palivo projít chemickým procesem.

2 Spalování

Spalování je v podstatě chemický proces, tzv. rychlé oxidace paliva s atmosférickým vzduchem. V dnešní době se díky spalování vyrábí vysoké procento energie a tepla. Spalování nejrůznějších paliv se využívá v mnoha aplikacích, například uhlí se spaluje v elektrárnách, benzín je spalován ve spalovacích motorech v automobilech, plynná paliva se používají v domácnostech a také v elektrárnách (plynové turbíny)[3]. Spalování má ovšem negativní vliv pro životní prostředí, tudíž se ve velké míře začaly klást na spalování velké požadavky, a to zejména na účinnost a ekologičnost. Při spalování totiž vznikají ve velké míře emisní produkty. Například NO_x, SO_x, CO, CO₂ a popel. Emisní limity jsou dnes určovány evropskou unií resp. Ministerstvem životního prostředí a Úřadem pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. V normě ČSN EN 303-5 jsou uvedeny rozsahy hodnot emisních limitů pro teplovodní kotle. Tyto rozsahy jsou rozděleny do emisních tříd, v současné době je již navržena emisní třída č. 6 a od roku 2020 má vyjít v platnost tzv. EKO-DESIGN.

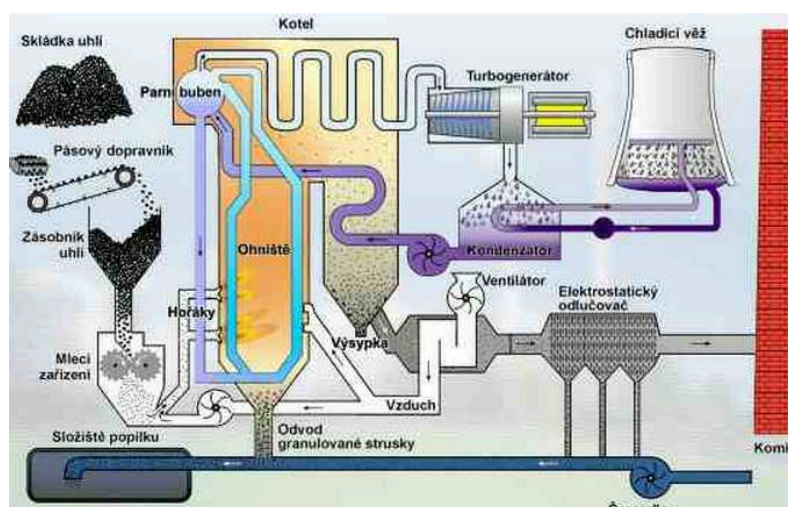
V současných trendech, se malé zdroje znečištění, jako jsou například kotle na tuhá paliva v domácnostech, stávají nezanedbatelnými znečišťovateli ovzduší a tím

kvality životního prostředí. Pro vytápění rodinných domů či staveb, se nejčastěji využívají kotle o jmenovitém výkonu 12-32 kW. Tyto kotle jsou navrhovány s nejrůznějšími typy spalování a účinností.



Obr. 2-1 Přehled typů teplovodních kotlů [18]

Spalování v průmyslových energetických zařízeních, probíhá ve velkých složitých komplexech. Základním prvkem je kotel, v dnešní době především fluidní kotle. Na začátku je potřeba upravit spalované palivo na uhelný prach. Uhelný prach se přivádí do hořáků kotle, kde je teplota cca 900°C. V hořácích je uhlí smícháno s primárním vzduchem, který je předehříván na 200°C. Po odloučení plynné fáze se spaliny promíchávají se sekundárním vzduchem. To pomáhá dopálit zbytkové palivo ve formě CO, OGC a nespáleného prachu. Horké spaliny putují odtahem spalín, do cyklonových odlučovačů popílků. Odtud, o teplotě 850°C, se přivádějí do výměníku tepla, kde se schladí cca na 120°C. Ochlazené spaliny se poté musejí „vyčistit“ od popílků v elektrostatických odlučovačích a následně probíhá odsíření. Elektrostatický odlučovač má účinnost téměř 99% a proces odsíření, díky chemické reakci s vápencem, má účinnost téměř 95%. Odsírené a vyčištěné spaliny od popílků putují komínem do ovzduší, o teplotě 80 – 90°C.[21]



Obr. 2-2 Schéma uhelné elektrárny [21]

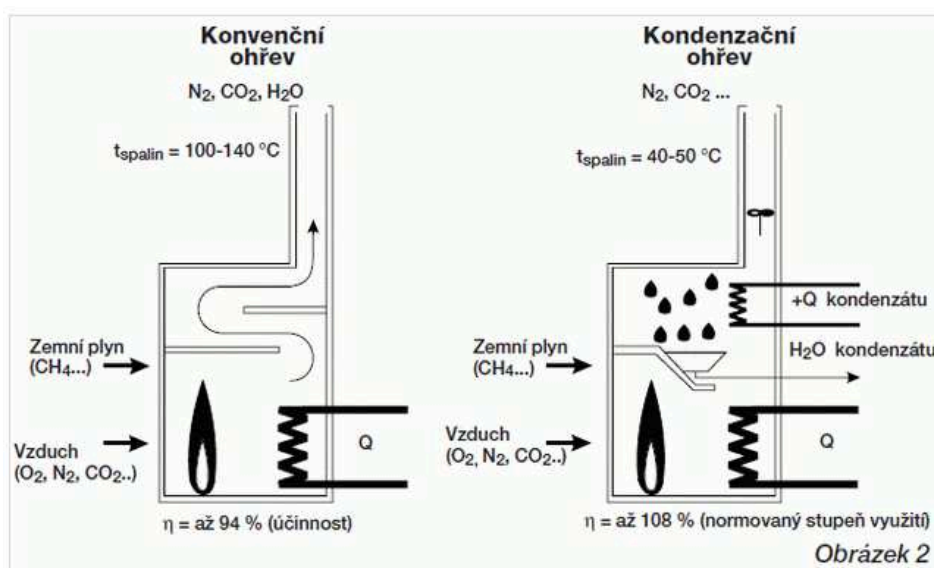
2.1 Kondenzace v energetice

Kondenzace je fyzikální jev, při kterém plynná fáze látky přechází do fáze kapalné a přitom se tato změna neprojeví na teplotě kapalné fáze látky. Aby tento princip fungoval, musí dle zákona o zachování energie, látka pohltit energii z původní plynné fáze. Tuto energii nazýváme latentní teplo. Samotná změna skupenství dochází při dosažení rosného bodu látky. Je to tedy změna skupenství za určitých podmínek. Do těchto podmínek řadíme teplotu, tlak a stupeň nasycení vodní párou.[22];[16]

Pokud tedy ochlazováním dosáhneme rosného bodu plynné látky nasycenou vodní párou, vznikající kondenzát pohlcuje energii z původní plynné fáze ve formě latentního tepla. [12]

U plynových kondenzačních kotlů, se již tento princip hojně využívá. Do konce v dnešní podobě normy a legislativy, by neměl v EU být prodáván plynový atmosférický kotel.

Význam kondenzace je důležitý pro účinnost kotlů dle českých a evropských norem, ale také z hlediska EKO-DESIGNU, kde je definována jak účinnost celková, tak účinnost sezonní. Obr. 2-3 je znázorněn princip využívání kondenzace u plynových kotlů.



Obr. 2-3 Princip kondenzačních plynových teplovodních kotlů [22]

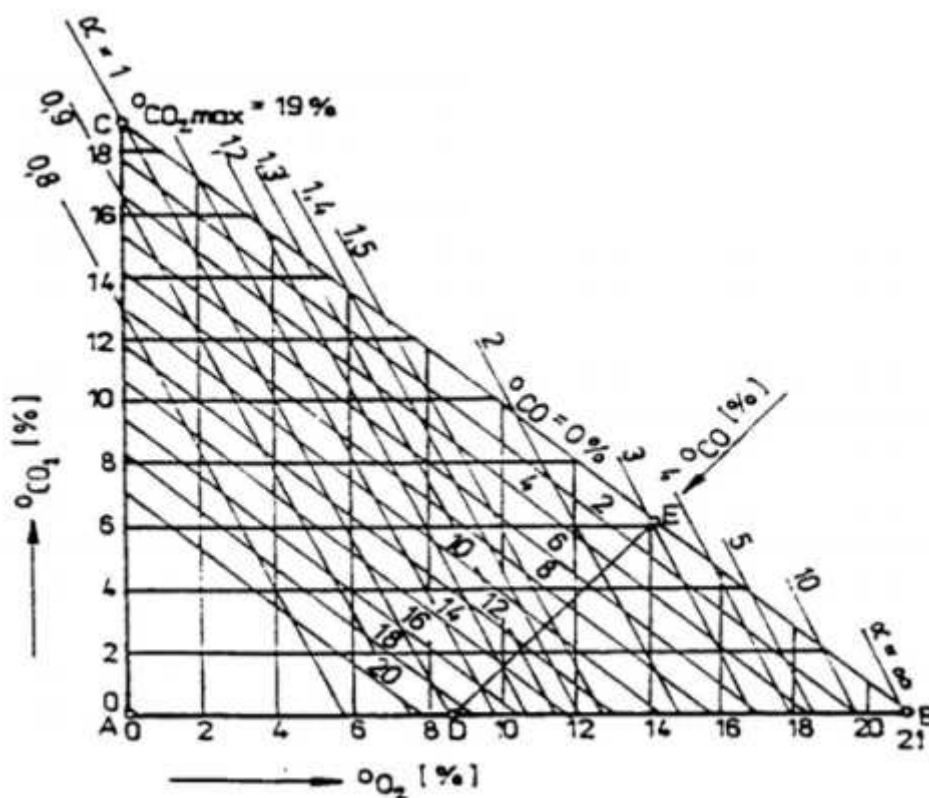
2.2 Druhy spalování

Dokonalé spalování

Veškerá hořlavina v palivu se přemění na plynnou fázi. V praxi se udává, že dokonalé spalování nastává, pokud je v tuhých zbytcích po spalování maximálně 5% nedopalu. Určuje se měřením obsah CO_2 a O_2 ve spalinách.[17]

Nedokonalé spalování

V tuhých zbytcích je více než 5% nedopalu. Toto kritérium se posuzuje podle stupně vyhoření uhlíku a vykresluje se v Ostwaldově trojúhelníku, znázorněný na Obr. 2-4. Také zde musí odpovídat obsah CO_2 , CO a O_2 ve spalinách.[17]



Obr. 2-4 Ostwaldovův trojúhelník pro hnědé uhlí [17]

Podstechiometrické

Přivedené okysličovadla nestačí na spalování veškeré hořlaviny. Součinitel přebytku vzduchu $\alpha < 1$.

kde α je podíl skutečně dodaného a teoretického objemu vzduchu na kilogram paliva. [17]

Stechiometrické

Palivu se přivádí stejné množství okysličovadla, které je potřeba na dokonalé spalování $\alpha = 1$.

Nadstechiometrické

Palivu se přivádí větší množství okysličovadla, než při dokonalém spalování. Toto zvýšené množství má za následek přebytek kyslíku ve spalinách. $\alpha > 1$.

2.3 Ekologie spalování

Nedokonalým spalováním vznikají škodlivé látky, které unikají do ovzduší. Jejich základní rozdělení je podle skupenství.

Tuhé částice

Tuhé částice rozptýlené v ovzduší se rozdělují podle vzniku na:

- Dým – jemné částice o velikosti $0,1 \div 1 \mu\text{m}$
- Kouř – jemné částice o velikosti $0,01 \div 0,5 \mu\text{m}$.
- Popílek – částice o velikosti $1 \div 100 \mu\text{m}$
- Aerosol – rozptýlené jemné částice v plynu o velikosti $0,01 \div 1 \mu\text{m}$

Plynné částice

Obsah plynných škodlivin se vyjadřuje pomocí hmotnostní nebo objemové koncentrace. V hygienických směrnících se používá jednotka ppm ($1 \text{ ppm} = 0,0001\%$).

- Oxid síry – SO_2 je hlavní znečišťující látkou oxidu síry. Vzniká díky nespalitelnému obsahu síry v palivu, které přejde do popele. SO_2 dále oxiduje v závislosti na povětrnostních podmínkách na SO_3 . SO_3 je

vlhkostí vzduchu přeměněn na H_2SO_4 . Tímto produktem vznikají kyselé deště, které poškozují půdu.

- Oxid uhlíku – nejrozšířenějším oxidem je CO_2 , který má velký podíl na skleníkovém efektu a na globální oteplování. CO je silně toxický produkt nedokonalého spalování, jeho přechod na CO_2 vyžaduje dlouhou dobu. CO_2 se částečně váže fotosyntézou v rostlinách.
- Oxid dusíku - souhrnně se označují jako NO_x . Tyto sloučeniny jsou karcinogenní a zvyšují riziko výskytu rakoviny plic. [17]

Emise

Vznikají nejčastěji spalováním, vyjadřuje se jako tok znečišťující látky do ovzduší.

Imise

Koncentrace znečišťujících látek v přízemních vrstvách ovzduší. V přízemních vrstvách venkovního prostředí dosahují průměrné koncentrace polévatého prachu $0,05 \text{ mg.m}^{-3}$.

3 Experiment – popis výměníků a jeho funkce

Experiment je zaměřen na simulaci kondenzace v uhelné elektrárně o výkonu 46,4kW. Kondenzační výměník tepla je výhodný v případech, kdy spaliny obsahují vysokou vlhkost.[1]

Jak už bylo v úvodu řečeno, dnešní průmyslové elektrárny a teplárny využívají jiných způsobů pro snížení emisí. Jejich účinnost se pohybuje okolo 95% resp. 99%. Při kondenzaci neodsířených spalin by bylo nutné počítat s tvorbou kyseliny sírové. V dnešních elektrárnách se kondenzační výměníky nevyužívají. Tyto výměníky mohou mít výhody pro snížení emisí CO, CO₂, SO₂ a také pro snížení emisí TZL (tuhých znečišťujících látek). Na druhou stranu je potřeba si uvědomit, že kondenzací spalin vznikají chemické látky, které mohou nenávratně znehodnotit výměník tepla a tím i třeba vyřadit z provozu celý energetický celek.

V experimentu se pro zjednodušení již počítá, že spaliny prošly procesem „vyčištění“ a neuvažuje tvorbu H₂SO₄ při kondenzaci. Pro experiment byl použit jako zdroj spalin, zemní plyn spálený ve spalovací komoře. Spaliny jsou uměle obohacovány vodní párou. Takto upravená směs se přivede do kondenzačního výměníku.[1]

Zkušební zařízení v experimentu je vyobrazeno na obrázku. Skládá se ze spalovací komory, kde se zároveň smíchají spaliny s vodní párou. Spalinové cesty jsou tvořeny rourami, na které je připojen kondenzační výměník a také jsou před výměníkem měřicí body pro sledování teploty, hmotnostního toku spalin a relativní vlhkosti na vstupu do výměníku. Požadované složení spalin bylo dále simulováno pomocí obohacování spalin vzduchem. To proto, že spalování uhlí pracuje s jiným přebytkem vzduchu než spalování plynu. Upravené spaliny se potrubím přivádí do kondenzačního výměníku. Tento výměník se skládá z teflonových trubek navinutých v řadách po celém výměníku. Tyto trubky mají vnější průměr 10mm a tloušťku stěny 1mm. Výměník je protiproudý, kolem potrubí proudí spaliny a samotné potrubí je ochlazováno vodou. Voda je míchána z cirkulace DHW a vody z řadu na určitou teplotu, pomocí modulu v řídicí jednotce. Nosné části výměníku jsou vyrobeny z oceli, dále je výměník vybaven pozorovacími okny pro sledování průběhu kondenzace. Za výměníkem jsou další sledovací body, pro zaznamenávání teploty a relativní vlhkosti spalin. Dále je za výměníkem měřen hmotnostní průtok

kondenzátu. Následně se spaliny vypouštějí do ovzduší [1]. Celý tento cyklus je znázorněn na Obr. 3-1.

V diplomové práci je řešen pouze prostup tepla v obecné oblasti výměníku. Pro zjednodušení bylo uvažováno pouze s malou částí výměníku. Hodnoty z experimentu jsou zpřístupněny v příloze na CD nosiči.

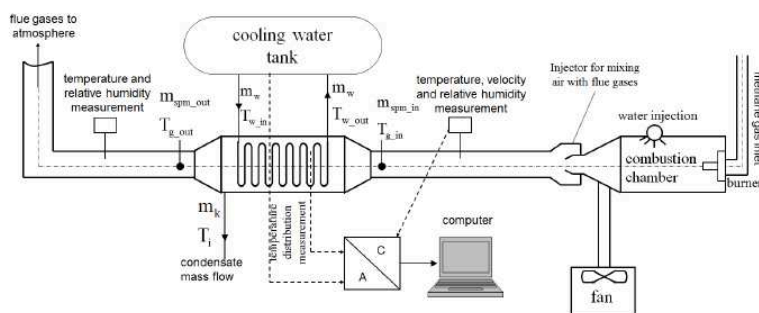
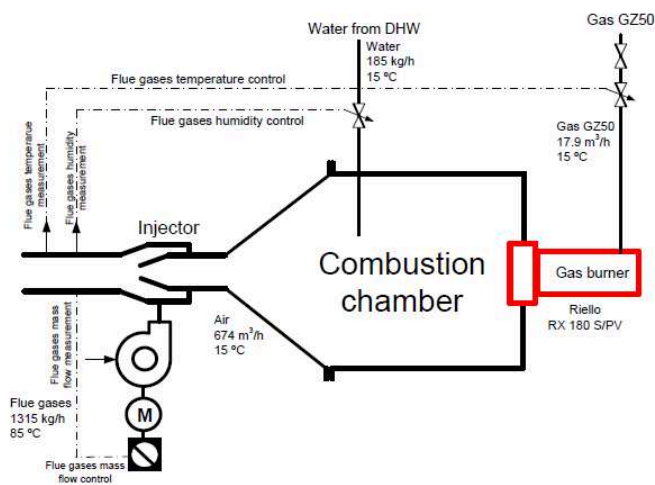


Fig. 2. Scheme of experimental test facility



Obr. 3-1 Schéma zařízení pro experiment [1]

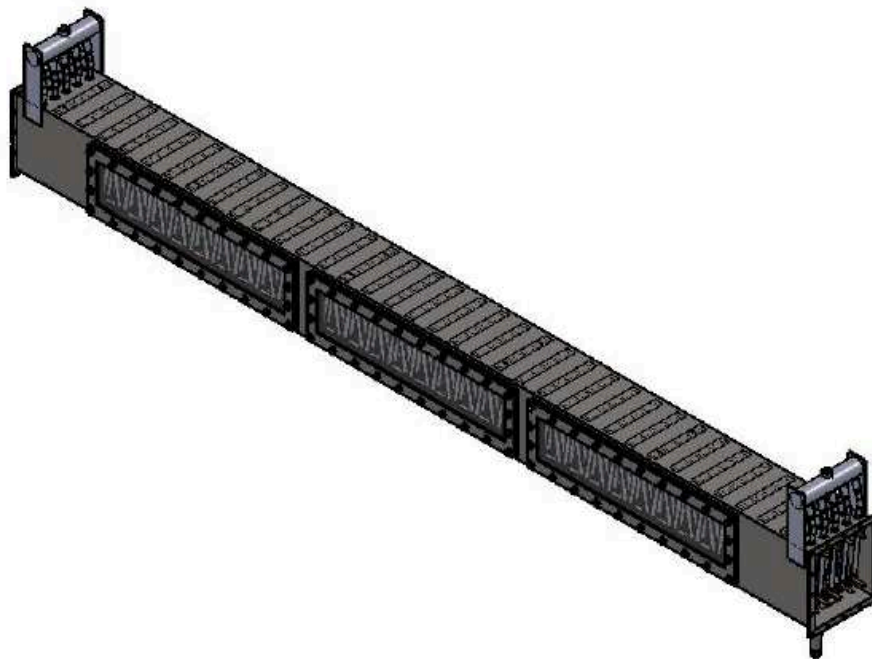
4 Matematický model vícefázového proudění (spaliny-voda)

Pro účely matematického modelování byl použit software ANSYS 15. Tento software je určen pro celou škálu aplikací, od mechanického namáhání přes proudění až po chemické reakce. Pro proudění jsou již ve Fluentu definovány matematické modely pro laminární a turbulentní proudění. Při výpočtu Reynoldsova čísla pro spaliny, bylo zjištěno turbulentní proudění, avšak s hodnotami Reynoldsova čísla okolo 6000. To značí, že se pohybujeme v nízkém turbulentním pásmu. Pro tento případ by měl být tedy zvolen předdefinovaný dvourovnicový model $K-\omega$. Pro urychlení konvergence a stability výpočtu byl ovšem nejdříve použit taktéž dvourovnicový model $K-\epsilon$. Nezbytným prvkem pro výpočet prostupu tepla a tepelných výkonů, je rovnice energie.

Vícefázové proudění znamená, že v řešené oblasti proudí nejméně dvě média, která se vzájemně ovlivňují. Čím více fází, tím je výpočet náročnější na čas. Pro zjednodušení byl tedy zvolen přístup pouze dvou fází a to vody a výsledné směsi plynu spalin. Jinými slovy, směs nebyla definována ve Fluentu pomocí příslušných funkcí a jednotlivých chemických prvků, ale byly vypočteny výsledné fyzikální vlastnosti směsi spalin a dosazeny do Fluentu přímo.[11]

Pracovní média jsou od sebe odděleny stěnou trubky. Tato stěna byla definována pouze jako plocha s parametrem tloušťky 1mm. Tímto nahrazením se vyvarovalo od nekvalitní sítě, z důvodu malých a nekvalitních elementů v oblasti stěny a jejich napojování na celkovou síť daných objemů.

Použitý výměník (Obr. 4-1) v experimentu se skládal z deseti symetricky uložených trubek. Trubky jsou ve smyčkách navinuty v délce 2720mm. Tato délka odpovídá 69 smyčkám a celkové délce rozvinuté trubky cca 17500mm. Těmito parametry by se vytvořila velmi složitá výpočtová síť, také samotný výpočet by byl velmi náročný na čas. Z tohoto důvodu, byla vybrána pouze obecná část ve výměníku, která se dále zjednodušila pomocí symetrie. Díky tomu se výpočtová síť dostala na přijatelný počet elementů.



Obr. 4-1 Geometrie kondenzačního výměníku pro experiment [1]

Při tomto zjednodušení bylo nutno přepočítat okrajové podmínky pro vstupy úměrně k zvolenému počtu smyček, délce trubky výslednému průřezu modelu.

5 Fyzikální vlastnosti spalin, vody a teflonu

Přenos tepla probíhá mezi dvěma médii, které se navzájem ovlivňují skrz stěnu trubky, je nutné definovat jejich fyzikální vlastnosti. Pro následující modelování „step by step“ je použit i vzduch. Fyzikální vlastnosti vzduchu jsou v software Fluent plně definovány, tudíž se tato kapitola zabývá především fyzikálními vlastnostmi spalin. Jedná se o přenos tepla, tudíž o proudění neizotermní. Fyzikální vlastnosti tedy nemohou být zadány konstantně, ale v závislosti na teplotě.

5.1 Spaliny

Fyzikální vlastnosti spalin jsou závislé na chemickém složení spalin resp. paliva. Jako palivo v experimentu byl použit zemní plyn a následně byl obohacován vodní párou. Fyzikální vlastnosti spalin jsou definovány pomocí hmotnostního zlomku daného prvku ve spalinách a samotnou hodnotou určité fyzikální vlastnosti. Výsledné fyzikální vlastnosti jsou tedy vyjádřeny pro každou směs plynu v závislosti na míře obohacení spalin[2];[3]. Níže je proveden vzorový výpočet pro obohacení č.1.

Tab. 1 Hmotnostní zlomky směsi z experimentu

	Číslo obohacení					
prvek směsi	1	2	3	4	5	6
CO ₂	0,078	0,08	0,083	0,087	0,087	0,091
N ₂	0,583	0,601	0,625	0,651	0,656	0,681
H ₂ O	0,339	0,319	0,291	0,262	0,256	0,229

	Číslo obohacení						
prvek směsi	7	8	9	10	11	12	13
CO ₂	0,093	0,097	0,103	0,106	0,085	0,083	0,084
N ₂	0,701	0,733	0,772	0,794	0,636	0,624	0,635
H ₂ O	0,206	0,169	0,125	0,1	0,28	0,293	0,28

Hustota

Tato veličina je definována pomocí stavové rovnice ideálního plynu. Pro směs je definována rovnicí:[11]

$$\rho = \frac{1}{\sum \frac{Y_i}{\rho_i}} = \frac{1}{\frac{Y_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{CO}_2}} + \frac{Y_{\text{N}_2}}{\rho_{\text{N}_2}} + \frac{Y_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}}} = \frac{1}{\frac{0,078}{1,7878} + \frac{0,583}{1,138} + \frac{0,339}{0,5542}} = 08564 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (5-1)$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = a_1 T^5 + a_2 T^4 + a_3 T^3 + a_4 T^1 + a_5 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5-2)$$

$$c_p = \sum_i Y_i c_{p_i} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5-3)$$

$$a_1 = Y_{\text{CO}_2} \cdot a_{1\text{CO}_2} + Y_{\text{N}_2} \cdot a_{1\text{N}_2} + Y_{\text{H}_2\text{O}} \cdot a_{1\text{H}_2\text{O}}$$

$$a_1 = 0,078 \cdot 429,923 + 0,583 \cdot 979,043 + 0,339 \cdot 1563,1 = 1134,2$$

$$a_2 = Y_{CO_2} \cdot a_{2CO_2} + Y_{N_2} \cdot a_{2N_2} + Y_{H_2O} \cdot a_{2H_2O}$$

$$a_2 = 0,078 \cdot 1,874 + 0,583 \cdot 0,418 + 0,339 \cdot 1,603 = 0,934$$

$$a_3 = Y_{CO_2} \cdot a_{3CO_2} + Y_{N_2} \cdot a_{3N_2} + Y_{H_2O} \cdot a_{3H_2O}$$

$$a_3 = 0,078 \cdot (-0,002) + 0,583 \cdot (-0,0012) + 0,339 \cdot (-0,003) = -0,0018$$

$$a_4 = Y_{CO_2} \cdot a_{4CO_2} + Y_{N_2} \cdot a_{4N_2} + Y_{H_2O} \cdot a_{4H_2O}$$

$$a_4 = 0,078 \cdot 1,3 \cdot 10^{-6} + 0,583 \cdot 1,7 \cdot 10^{-6} + 0,339 \cdot 3,2 \cdot 10^{-6} = 2,2 \cdot 10^{-6}$$

$$a_5 = Y_{CO_2} \cdot a_{5CO_2} + Y_{N_2} \cdot a_{5N_2} + Y_{H_2O} \cdot a_{5H_2O}$$

$$a_5 = 0,078 \cdot (-4 \cdot 10^{-10}) + 0,583 \cdot (-7,6 \cdot 10^{-10}) + 0,339 \cdot (-1,2 \cdot 10^{-9}) = -8,5 \cdot 10^{-10}$$

$$c_p = 1134,2 \cdot T^5 + 0,934 \cdot T^4 - 0,0018 \cdot T^3 + 2,2 \cdot 10^{-6} \cdot T^1 + -8,5 \cdot 10^{-10} \quad [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Součinitel tepelné vodivosti

Součinitel tepelné vodivosti pro směs je dán vztahem:[6]

$$\lambda = \sum_i Y_i \lambda_i = Y_{CO_2} \cdot \lambda_{CO_2} + Y_{N_2} \cdot \lambda_{N_2} + Y_{H_2O} \cdot \lambda_{H_2O} \quad (5-4)$$

$$\lambda = 0,078 \cdot 0,0145 + 0,583 \cdot 0,0242 + 0,339 \cdot 0,0261 = 0,0241 \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Viskozita

Viskozita směsi je také definována pomocí vztahu[3]

$$\nu = \sum_i Y_i \nu_i = Y_{CO_2} \cdot \nu_{CO_2} + Y_{N_2} \cdot \nu_{N_2} + Y_{H_2O} \cdot \nu_{H_2O} \quad (5-5)$$

$$\nu = 0,078 \cdot 0,0000137 + 0,583 \cdot 0,00001663 + 0,339 \cdot 0,0000134 = 0,0000157 \quad [m^2 \cdot s^{-1}]$$

Molární hmotnost

Definuje hmotnost molekuly daného prvku. Pro výslednou směs je definována dle vztahu. [11]

$$M = \sum_i Y_i M_i = Y_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + Y_{N_2} \cdot M_{N_2} + Y_{H_2O} \cdot M_{H_2O} \quad (5-6)$$

$$M = 0,078 \cdot 44 + 0,583 \cdot 28 + 0,339 \cdot 18 = 25,87 \quad [kg \cdot mol]$$

Lennardovy-Jonesovy parametry

Tyto parametry vstupují do rovnic pro kinetickou teorii. Pro výslednou směs je definována analogicky:[4]

$$\sigma = \sum_i Y_i \sigma_i = Y_{CO_2} \cdot \sigma_{CO_2} + Y_{N_2} \cdot \sigma_{N_2} + Y_{H_2O} \cdot \sigma_{H_2O} \quad (5-7)$$

$$\sigma = 0,078 \cdot 3,941 + 0,583 \cdot 2,621 + 0,339 \cdot 2,605 = 2,719$$

$$\frac{\varepsilon}{k_b} = \sum_i Y_i \left(\frac{\varepsilon}{k_b} \right)_i = Y_{\text{CO}_2} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{k_b} \right)_{\text{CO}_2} + Y_{\text{N}_2} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{k_b} \right)_{\text{N}_2} + Y_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{k_b} \right)_{\text{H}_2\text{O}} \quad (5-8)$$

$$\frac{\varepsilon}{k_b} = 0,078 \cdot 195,2 + 0,583 \cdot 97,53 + 0,339 \cdot 572,4 = 266,13$$

kde σ je L-J charakteristická délka.

$\frac{\varepsilon}{k_b}$ je L-J energetický parametr.

Tab. 2 Vypočítané fyzikální hodnoty směsí pro jednotlivá obohacení

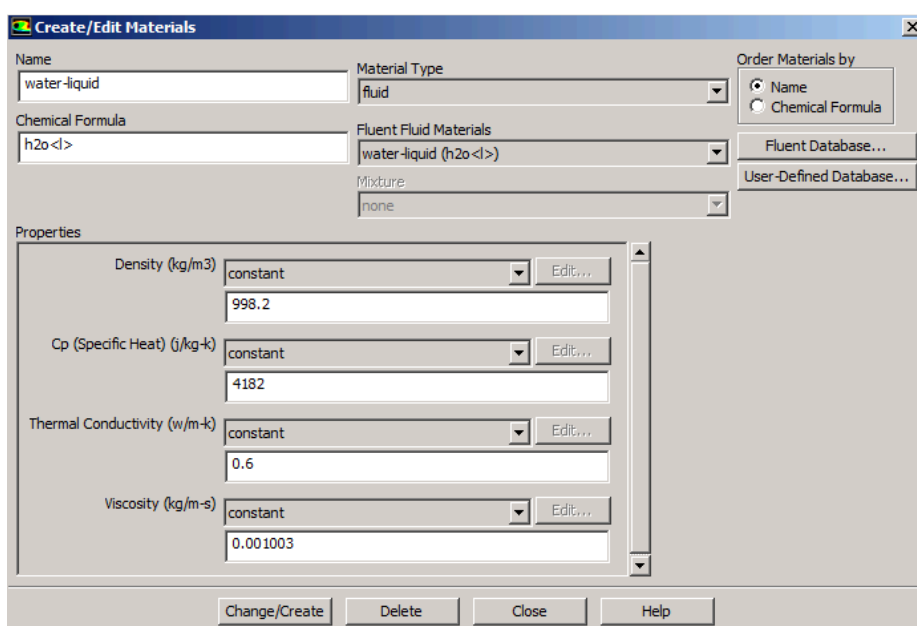
	1	2	3	4	5	6
$\rho=$	0,85644	0,870722	0,892287	0,914517	0,919929	0,941153
$a1=$	1134,2	1121,421	1102,441	1084,287	1079,804	1063,796
$a2=$	0,933555	0,912752	0,883501	0,855357	0,847825	0,82247
$a3=$	-0,00183	-0,0018	-0,00175	-0,00171	-0,00169	-0,00165
$a4=$	2,17E-06	2,14E-06	2,09E-06	2,05E-06	2,03E-06	1,99E-06
$a5=$	-8,5E-10	-8,4E-10	-8,2E-10	-8,1E-10	-8,1E-10	-8E-10
$\lambda=$	0,024088	0,02403	0,023924	0,023854	0,023818	0,023777
$v=$	1,53E-05	1,54E-05	1,54E-05	1,55E-05	1,55E-05	1,56E-05
σ	2,718536	2,721496	2,723283	2,731648	2,729123	2,740077
$\frac{\varepsilon}{k_b}$	266,1292	256,8271	243,7263	230,4432	227,4965	215,2607
M	25,87179	26,10374	26,40366	26,78561	26,81758	27,20754

	7	8	9	10	11	12	13
$\rho=$	0,961798	0,996698	1,039992	1,066728	0,899562	0,890118	0,900727
$a1=$	1048,286	1023,502	995,4885	979,2403	1096,877	1104,588	1095,468
$a2=$	0,797692	0,759226	0,716208	0,690933	0,874207	0,886291	0,871914
$a3=$	-0,00161	-0,00155	-0,00148	-0,00144	-0,00174	-0,00176	-0,00173
$a4=$	1,96E-06	1,9E-06	1,83E-06	1,79E-06	2,08E-06	2,09E-06	2,07E-06
$a5=$	-7,8E-10	-7,7E-10	-7,5E-10	-7,3E-10	-8,2E-10	-8,2E-10	-8,2E-10
$\lambda=$	0,023689	0,023556	0,023438	0,023362	0,023932	0,023952	0,023893
$v=$	1,57E-05	1,58E-05	1,59E-05	1,60E-05	1,55E-05	1,54E-05	1,55E-05
σ	2,740464	2,743715	2,75496	2,75932	2,731341	2,725872	2,724779
$\frac{\varepsilon}{k_b}$	204,4365	187,1595	166,9488	155,37	238,8931	244,7735	238,6004
M	27,44148	27,84738	28,41129	28,70923	26,60166	26,41168	26,52964

5.2 Voda

V uvažovaném rozsahu teplot, jsou fyzikální vlastnosti téměř konstantní. Tudiž při definování konstantních vlastností je vzniklá chyba ve výsledcích zanedbatelná.

- Hustota $\rho = 998,2 \text{ kg m}^{-3}$
- Měrná tepelná kapacita $c_p = 4182 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Viskozita $\eta = 0,001003 \text{ kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$

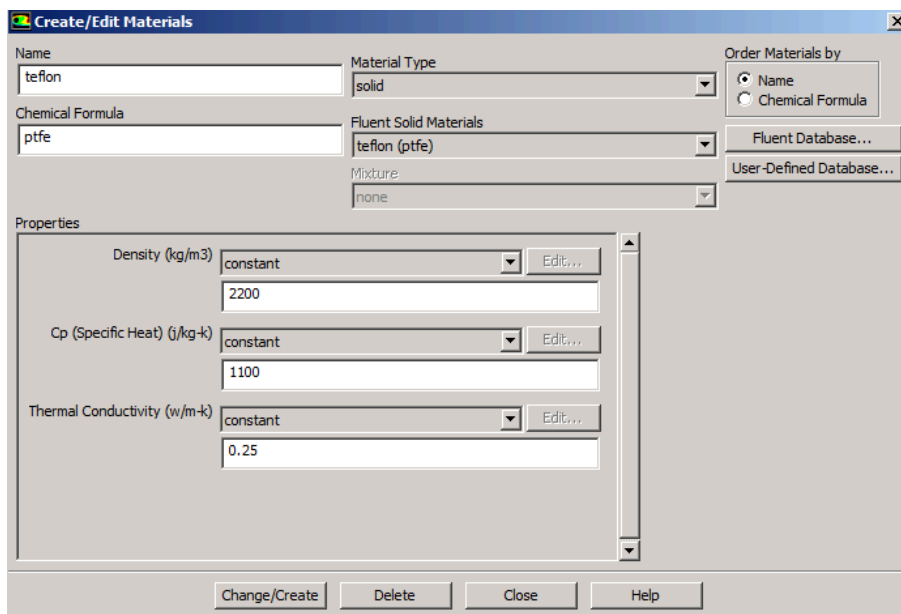


Obr. 5-1 Fyzikální vlastnosti vody

5.3 Teflon

Pro výpočet jsou dosazeny konstantní hodnoty fyzikálních vlastností.

- Hustota $\rho = 2200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Měrná tepelná kapacita $c_p = 41100 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$



Obr. 5-2 Fyzikální vlastnosti teflonu

6 Přenos teploty

Přenosem veličin se zabývá mnoho vědních oborů, uplatňují se při vývoji termodynamických celků, transportních systémů atd.

Literatury uvádí dva druhy přenosu:

- Konvektivní přenos
- Difuzní přenos

Při obecném proudění kapalin a plynů se vyskytují oba tyto přenosy. Ovšem jeden z nich může značně převyšovat druhý. Pokud jeden z přenosů zanedbatelně malý, tak se pro zjednodušení řešení zanedbává a uvažuje se pouze dominantní přenos.[3]

6.1 Konvektivní přenos

Konvektivní přenos je definován jako rychlost, přenosu dané skalární veličiny skrze plochu. Tento přenos je nulový, pokud má tekutina nulovou rychlost a je definován v diferenciálním tvaru:

$$d\Gamma_k = \zeta (\vec{u} \cdot \vec{n}) dS \quad (6-1)$$

Kde ζ je obecná skalární veličina,

dS je velikost elementu plochy, přes kterou je přenášena veličina,

\vec{n} je normálový vektor k dS

$(\vec{u} \cdot \vec{n})$ normálová složka vektoru rychlosti k dS

Konvektivní transport (tok) veličiny je úměrný hustotě vektorového pole. Je potom dán jako plošný integrál:

$$\Gamma_k = \int_S \zeta(\vec{u} \cdot \vec{n}) dS \quad \left[\frac{[Z]}{s} \right] \quad (6-2)$$

Při zavedení energie (tepla) do termodynamického systému pak je výsledný tepelný tok obecně definován jako

$$\Gamma_k = \int_S h(\vec{u} \cdot \vec{n}) dS \quad \left[\frac{J}{s} \right] \quad (6-3)$$

Kde h je entalpie,

$$h = U + \frac{1}{2}(\vec{u})^2 + \frac{p}{\rho} \quad [J] \quad (6-4)$$

Kde U je vnitřní energie termodynamického systému.[4];[3]

6.2 Difuzní přenos

Difuze je samovolné pronikání molekul látky, z oblasti vyšší koncentrace do oblasti, kde je koncentrace nižší. Dochází k tomu díky toku (pohybu) částic ve směru proti gradientu koncentrace. Probíhá ve všech skupenstvích, v pevném skupenství je difuze nejpomalejší a naopak v plynném nejrychlejší.

Difuzní přenosy jsou založené na Eulerovském přístupu. To znamená, že se na proudící médium díváme pomocí makroskopických měřítek. Umožňují popisovat přenosové děje na úrovni molekul[4]. Tyto difuzní přenosové děje popisujeme pomocí:

- Fickův první zákon difuze hmoty
- Fourierův zákon šíření tepla
- Newtonův zákon pro tečné napětí ve viskózní tekutině

6.2.1 První Fickův zákon

Udává rychlost difuze jako látkové množství, které projde elementem plochy za čas. Popisuje difuzní tok rozpuštěné látky v ustáleném stavu. Jestliže v binárním systému (systém vždy o dvou složkách) jsou složky A,B s difuzními koeficienty $D_{A,B}$ a $D_{B,A}$, pak difuzní tok složky A do složky B je dán vztahem:

$$\vec{J}_A = -\rho D_{A,B} \nabla(Y_A) = -\rho D_{A,B} \text{grad}(Y_A) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (6-5)$$

Kde Y_A je hmotnostní zlomek látky A ve směsi

∇ je gradient koncentrace

ρ je hustota směsi

Pokud šířenou látkou je plyn, který se šíří do směsi plynů, je dán tok difuze vztahem

$$\vec{J}_i = -\rho D_{i,m} \nabla Y_A \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6-6)$$

Kde $D_{i,m}$ je difuzní koeficient i -té složky plynů ve směsi. Z výše uvedeného vztahu je tedy zřejmé, že tok difuze je úměrný koncentraci složek plynů ve směsi. Podobně jako u konvektivního přenosu je celkový přenos hmoty dán plošným integrálem, tak i zde se odvodí vztah pro celkový difuzní přenos pomocí plošného integrálu. [3]

$$\Gamma_D = \int_S (\vec{J}_i \cdot \vec{n}) dS \quad (6-7)$$

6.2.2 Fourierův zákon přenosu tepla

Fourierův zákon definuje tepelný tok, jako úměru gradientu teploty, vektor tepelného toku má opačný směr než gradient teploty.

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (6-8)$$

Kde λ je tepelná vodivost materiálu. Analogicky k Fickovu zákonu se odvodí celkový přenos tepla difuzí.

$$\Gamma_D = \int_S (\vec{q} \cdot \vec{n}) dS \quad (6-9)$$

Další odvozené parametry parametry potřebné pro výpočet prostupu tepla jsou definovány jako:

$$\alpha = \frac{\lambda}{c_p \rho} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6-10)$$

Tento parametr je definován za předpokladu kondukce viz. kapitola.

$$\alpha = \frac{q}{T_s - T} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (6-11)$$

Vztah se nazývá součinitel prostupu tepla stěnou, kde T_s je teplota stěny a T je teplota prostředí, ve kterém se řeší daný problém.[3]

6.2.3 Newtonův zákon viskozity

Popisuje vnitřní tečné-smykové napětí τ , které je vyvoláváno viskozitou tekutin. Při laminárním proudění, tekutina proudí v jednotlivých vrstvách. Každá ze sousedních vrstev má rozdílnou rychlost, rychlejší vrstva je zpomalována vrstvou s nižší rychlostí a naopak zase pomalejší zrychlována. Takto vznikající smykové napětí je úměrné gradientu rychlosti v kolmém směru na směr pohybu vrstev tekutiny (směr proudění).

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad [\text{Pa}] \quad (6-12)$$

Kde η je dynamická viskozita,

$\frac{dv}{dy}$ je gradient rychlosti v kolmém směru na směr proudění tekutiny.

Jelikož proudění je ve většině případů prostorové, udává se gradient rychlosti jako tenzor (matematické zobecnění vektoru) v trojrozměrném prostoru o devíti složkách. [6]

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (6-13)$$

$$\bar{\tau} = \eta \left\{ [\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T] - \frac{2}{3} [\text{div}(\vec{u})] \bar{\delta} \right\}$$

Analogicky s předešlými zákony se odvodí difuzní přenos [3]

$$\Gamma_D = \int_S (\bar{\tau} \cdot \vec{n}) dS \quad (6-14)$$

Viskozita se ovšem mění s teplotou a tlakem. Malé výkyvy jsou sice zanedbatelné, ovšem při velkých rozdílech teplot je potřeba experimentálně určit funkční průběhy viskozity v závislosti na teplotě. [2]

Celkový přenos

$$\Gamma = \Gamma_K + \Gamma_D \quad (6-15)$$

6.3 Bilanční rovnice přenosu

Jak již bylo řečeno, přenosem se zabývá mnoho vědních oborů. Přenos popisují fyzikální zákony, které jsou podrobněji vysvětleny v předchozích kapitolách (mimo zákon o zachování hmotnosti). Tyto zákony popisují rovnice energie, Navier-Stokesova rovnice a rovnice kontinuity, tyto rovnice budou popsány v další kapitole. V předchozích kapitolách byly popsány difuzní a konvektivní přenosy. Aby k těmto přenosům mohlo vůbec docházet, je zapotřebí zdroj dané veličiny. Poslední věcí, která k praktickému využití schází, je pak akumulace veličin. Všechny tyto stavy veličin, se dají vyjádřit pomocí bilanční rovnice přenosu. [2];[4]

$$\frac{\partial(\rho\zeta)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \nabla \zeta) = \nabla(\alpha_\zeta \zeta) + S_\zeta \quad (6-16)$$

akumulace + konvekce = difúze + zdroj

7 Přenos tepla

Přenos tepla je obecně jev, který nastává při teplotním rozdílu. Buď v rámci jednoho prostředí, nebo mezi jednotlivými médii. Literatury hovoří o třech typech přenosů tepla:

- kondukce – vedení tepla, tento způsob probíhá u pevných těles, které má v různých částech rozdílnou teplotu. Takto se teplo může šířit i v tekutinách, za podmínky, že se média vůči sobě nepohybují
- konvekce – proudění tepla, tento způsob probíhá u tekutin a plazmatu. Pohybem hmoty dochází k vzájemnému pohybu médií, která mají rozdílnou teplotu. Nejčastěji definována mezi povrchem pevného tělesa a kapalinou.

- Radiace – záření tepla. Tento způsob probíhá u ploch s rozdílnou teplotou, ve formě elektromagnetických vln

7.1 Bezrozměrná kritéria látek

Reynoldsovo číslo

Udává poměr mezi setrvačností a viskozitou. Pomocí Reynoldsova čísla se určuje, zda je proudění laminární nebo turbulentní.

$$Re = \frac{ud_h}{\nu} \quad (7-1)$$

Další bezrozměrná kritéria látek jsou uvedena v příloze.

7.2 Rovnice přenosu hmoty, hybnosti a energie

Přenos tepla je fyzikální jev, který je popisován těmito zákony

- Zákon zachování hmotnosti
- Zákon zachování hybnosti
- Zákon zachování tepla

Tyto fyzikální zákony popisují rovnice:

- Rovnice kontinuity
- Navier-Stokesova rovnice
- Rovnice zachování energie

[4]

7.2.1 Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity popisuje zákon o zachování hmotnosti (hmotnostního průtoku). Rozlišuje, zda je proudění ustálené nebo neustálené. Je závislá na hustotě tekutiny (a stlačitelnosti), rychlosti a průtočné ploše. Udává, jaké množství média proteče řešenou oblastí za jednotku času. [6]

Základní vektorové vyjádření rovnice kontinuity

$$\iiint_V \frac{\partial(\rho)}{\partial t} dV + \iint_S \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dS = S_z \quad (7-2)$$

Kde S_z je zdrojový člen [3]

Diferenciální tvar rovnice kontinuity

Tento tvar je považován za základní tvar rovnice kontinuity pro neustálené proudění v prostoru stlačitelné kapaliny.[3]

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = S_z \quad (7-3)$$

Vektorový tvar pro ustálené proudění nestlačitelné kapaliny

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (7-4)$$

Z tohoto tvaru je pro jednorozměrné proudění odvozena rovnice pro objemový a hmotnostní průtok.[2];[4]

$$Q_m = \rho u S = konst. \quad Q_V = u S = konst. \quad (7-5)$$

Rovnice kontinuity pro směs

$$\frac{\partial(\rho_A)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_A \cdot \vec{u}) = S_A \quad (7-6)$$

$$\frac{\partial(\rho_B)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_B \cdot \vec{u}) = S_B \quad (7-7)$$

Kde A, B jsou složky v binárním systému směsi [3]

7.2.2 Navierova-Stokesova rovnice

Tato rovnice popisuje zákon o zachování hmotnosti. Z obecného vektorového zápisu tohoto zákona lze vyčíst, že setrvačná síla je rovna součtu hmotnostní a plošné síly. Plošná síla zahrnuje tlakové a třecí síly.

$$\vec{F}_s = \vec{F}_o + \vec{F}_p \quad (7-8)$$

Setrvačná a objemová síla je určena zrychlením elementární hmotnosti látky, vnější objemová síla vektorem zrychlení. [3]

$$\vec{F}_s = \iiint_V \frac{D\vec{u}}{Dt} \rho dV \quad (7-9)$$

$$\vec{F}_o = \iiint_V \vec{a} \rho dV \quad (7-10)$$

Plošnou sílu zapíšeme pomocí tenzoru molekulárního napětí.

$$\bar{\Pi} = -\rho \bar{\delta} + \bar{\tau} \quad (7-11)$$

$$d\vec{F}_p = \bar{\Pi} \cdot \vec{n} dS \quad (7-12)$$

Při zohlednění Newtonova zákona, který popisuje viskózní napětí a gradient rychlosti, se vyjádří vektorový vztah rovnováhy všech sil v pravouhlém souřadném systému:[3]

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \rho \vec{a} + \nabla \cdot (\tau) + S_M \quad (7-13)$$

Kde $\vec{u} \vec{u}$ je tzv. dyadický součin vektorů[modelování přenosu tepla]

Tato rovnice se nazývá Navier-Stokesova rovnice, uvažujeme-li 3D proudění nestlačitelné kapaliny, rozepisuje se tato rovnice do tří směrů x, y, z. [4]

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} &= a_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} &= a_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= a_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (7-14)$$

Pro jednoduché jednosměrné proudění, má Navier-Stokesova rovnice tvar [3]

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} = a_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right) \quad (7-15)$$

7.2.3 Rovnice energie

Rovnice energie je odvozena z Navierovy-Stokesovy rovnice, vznikne násobením vektorem rychlosti a koeficientem 0,5.

$$\iiint_V \frac{D(\rho E)}{Dt} dV = \iiint_V \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} dV + \iint_S \rho E (\vec{u} \vec{n}) dS = \iint_S \lambda \nabla T dS - \iint_S \bar{\tau} dS + \iiint_V S dV \quad (7-16)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial T} + \nabla[\vec{u}(\rho E + P)] = \nabla(\lambda \nabla T) - \nabla(\overline{\tau \vec{u}}) + S_h$$

Kde S_h je zdroj tepla [4]

$E = U + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u}$ je celková vnitřní energie, která zahrnuje i kinetickou energii

$U = h - \frac{p}{\rho}$ je vnitřní energie

h je entalpie, která je rovna energii uložené v termodynamickém systému

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \quad [J] \quad (7-17)$$

Vykonané teplo termodynamickou soustavou pro ideální plyn [4]

$$h = \int_T^{T_1} c_p dT \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (7-18)$$

[4]

8 Numerické modelování

Pro nejúspěšnější odladění matematického modelu pro prostup tepla, je nejprve využita 2D simulace. Tento matematický model pomáhá pochopit problematiku proudění prostupu tepla, ale hlavně vlivy reálných fyzikálních vlastností plynů na konvergenci matematického modelu. V následných 3D matematických modelech budou aplikovány poznatky z 2D modelů. K dosažení reálných výsledků jsou i do 2D modelu použity hodnoty z experimentu, detailně popsány v předešlé kapitole.

8.1 2D modelování prostupu tepla

Prostup tepla je nejčastěji řešen u souproutého nebo protiproutého výměníku. Příklad, na Obr. 2-1, se zabývá jednoduchým případem "trubka v trubce" protiproutého výměníku. Pro reálnost podmínek, byl nadefinován průměr menší trubky 10mm a větší průměr byl vypočten na základě údajů z experimentu. Větší průměr je tedy 38,6mm. Délka testované části je 1m. Tvar řešených oblastí je zjednodušen pomocí podmínky „axis“

Vstup voda

Pro vstup byla zvolena podmínka „mass-flow-inlet“. Tato podmínka definuje konstantní hmotnostní průtok vody. Hodnota průtoku vody pro měření č.1 je $0,0251 \text{ kg s}^{-1}$ o teplotě 291,65K. Specifická metoda turbulence byla definována intenzitou turbulence 1% a hydraulickým průměrem odpovídající průměru menší trubky 0,01m.

Výstup voda

Pro výstup byla zadána podmínka „pressure-outlet“. Tato podmínka definuje tlak na výstup. Pro všechny případy byla tato podmínka definovaná jako nulový přetlak. Intenzita turbulence 1% s hydraulickým průměrem odpovídající průměru menší trubky 0,01m.

Vstup spaliny

Na vstup spalin byla také definována podmínka „mass-flow-inlet“. Hodnota průtoku spalin pro měření č.1 je $0,011811 \text{ kg s}^{-1}$ o teplotě 357,39 K. Specifická metoda turbulence byla definována intenzitou turbulence 1% a hydraulickým průměrem odpovídající průměru větší trubky 0,0768m.

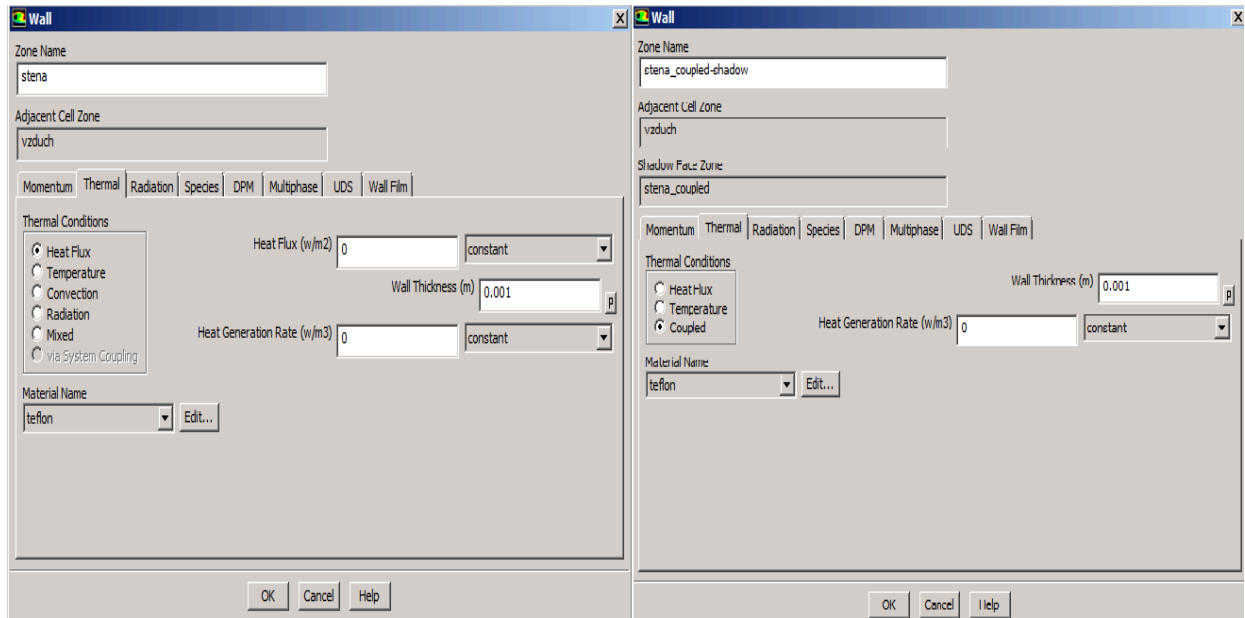
Výstup spaliny

Obdobně jako u vody, pro výstup je zvolena podmínka nulového přetlaku na výstupu. Intenzita turbulence 1% s hydraulickým průměrem odpovídající průměru větší trubky 0,0768m.

Stěny

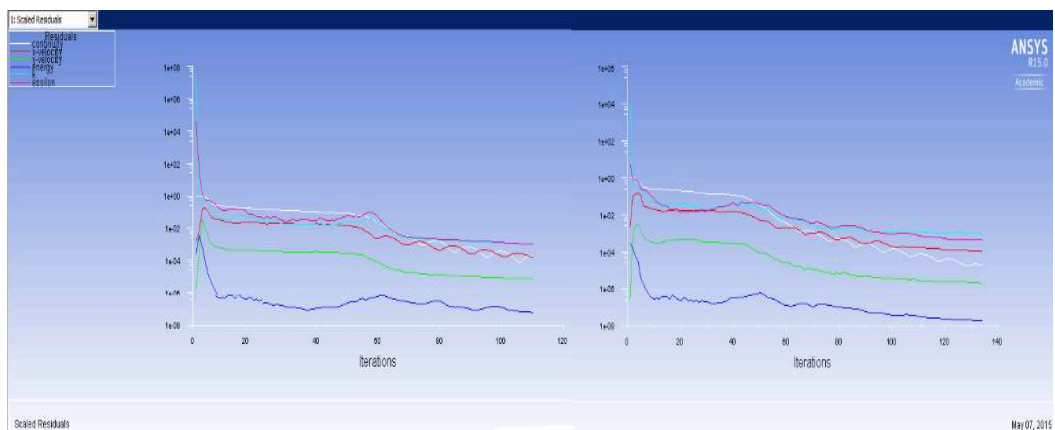
Stěna vnější trubky, je definována jako izolovaná, nebo také s prostupem tepla.

Pro dělicí stěnu je definována podmínka „wall-coupled“. Viz Obr. 8-3.

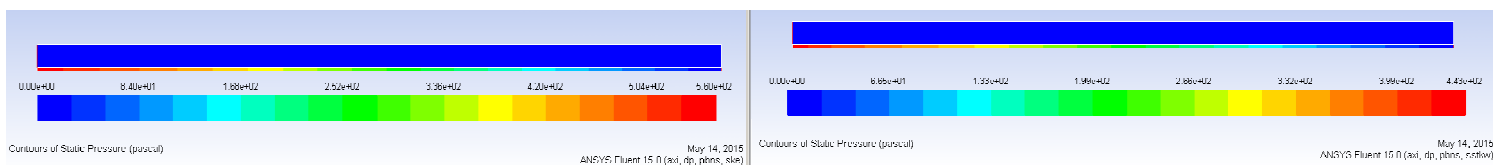


Obr. 8-3 Definování okrajových podmínek na stěnách

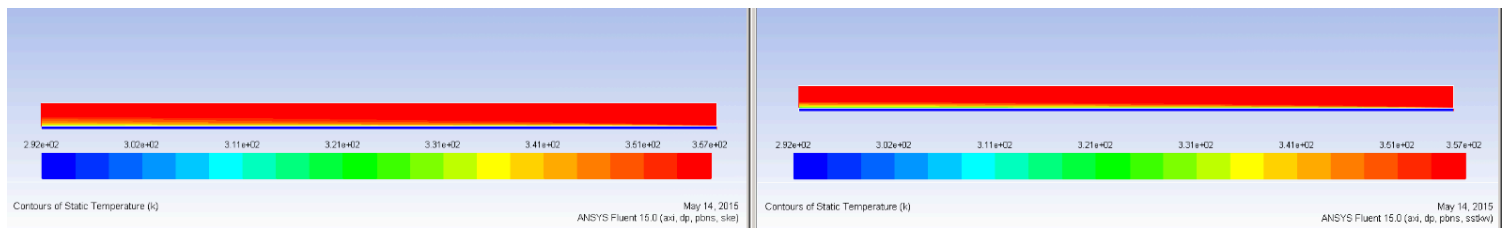
Srovnání výsledků z 2D modelů pro vzduch



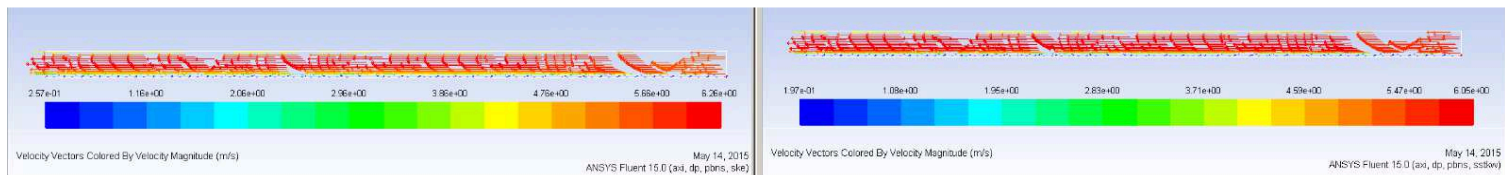
Obr. 8-4 Srovnání residuálů pro vzduch k- ϵ RNG (vlevo) k-w SST (vpravo)



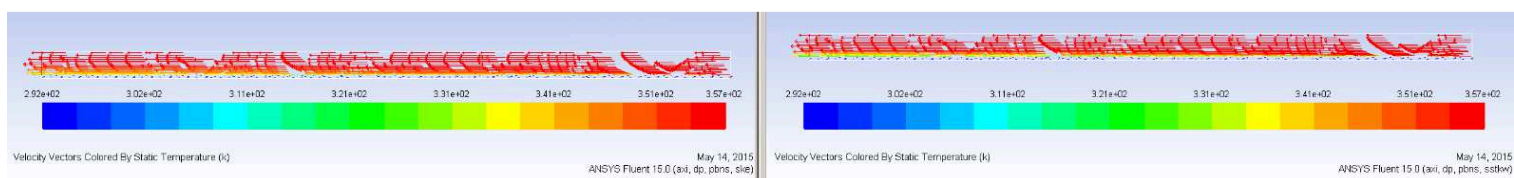
Obr. 8-5 Srovnání tlaku pro vzduch k- ϵ RNG (vlevo) k-w SST (vpravo)



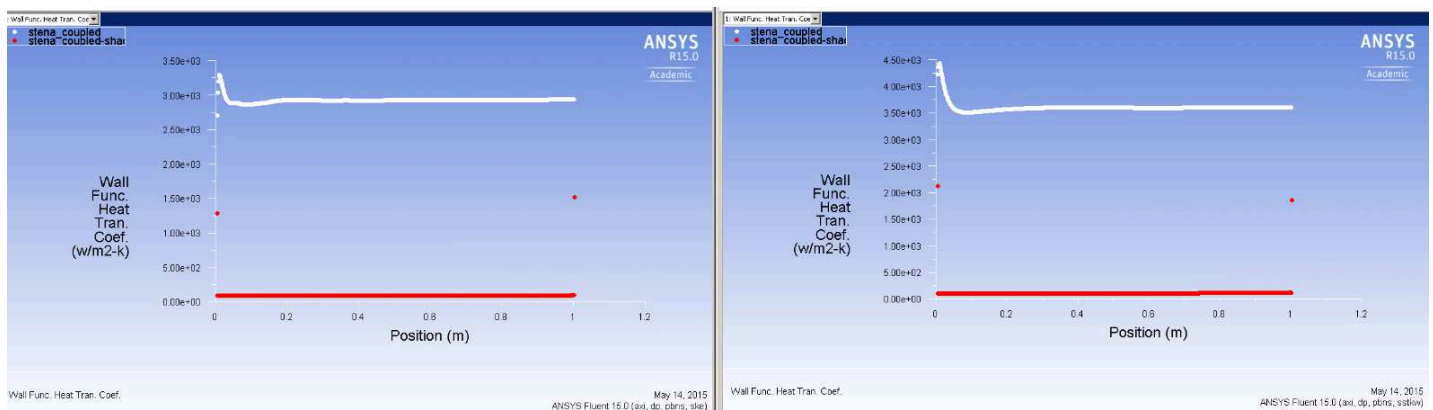
Obr. 8-6 Srovnání teplot pro vzduch k -e RNG(vlevo) k -w STT (vpravo)



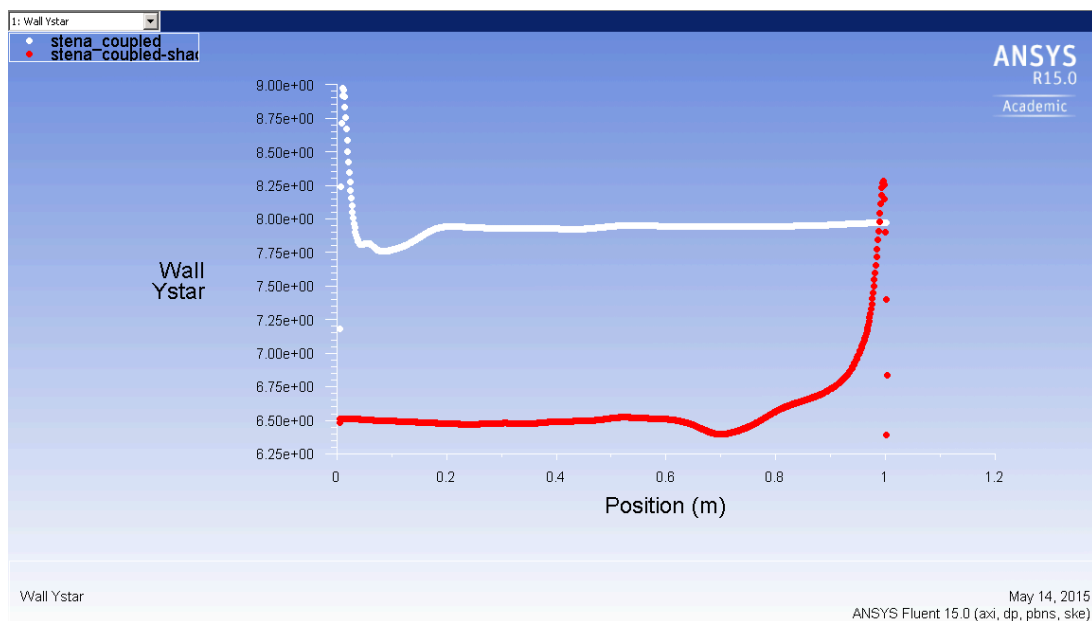
Obr. 8-7 Srovnání vektoru rychlosti pro vzduch k -e RNG(vlevo) k -w STT (vpravo)



Obr. 8-8 Srovnání vektorů zabarvených teplotou pro vzduch k -e RNG(vlevo) k -w STT (vpravo)



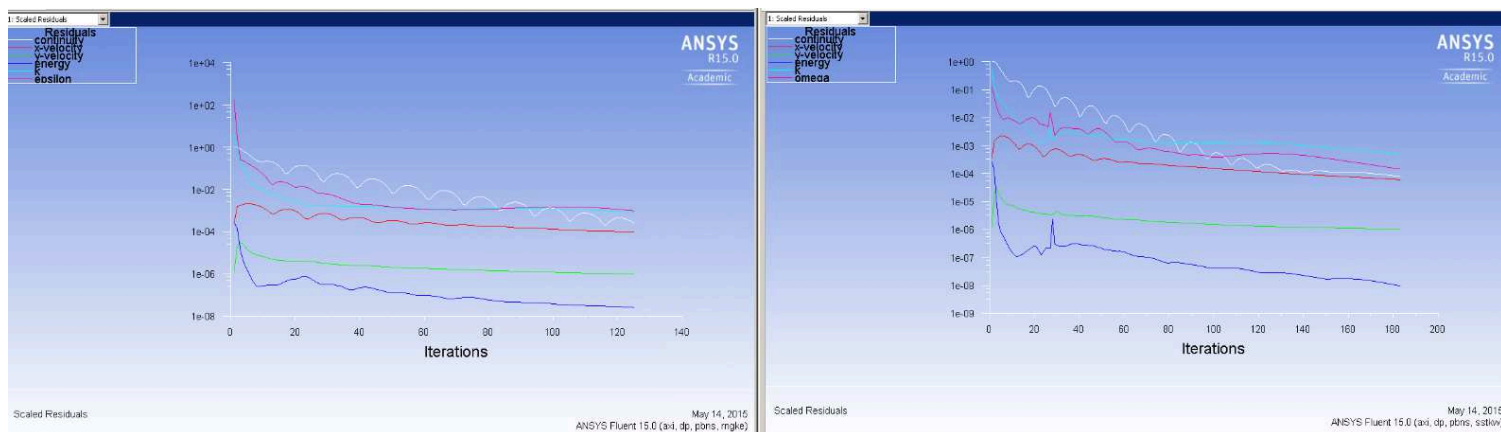
Obr. 8-9 Srovnání prostupu tepla pro vzduch k -e RNG(vlevo) k -w STT (vpravo)



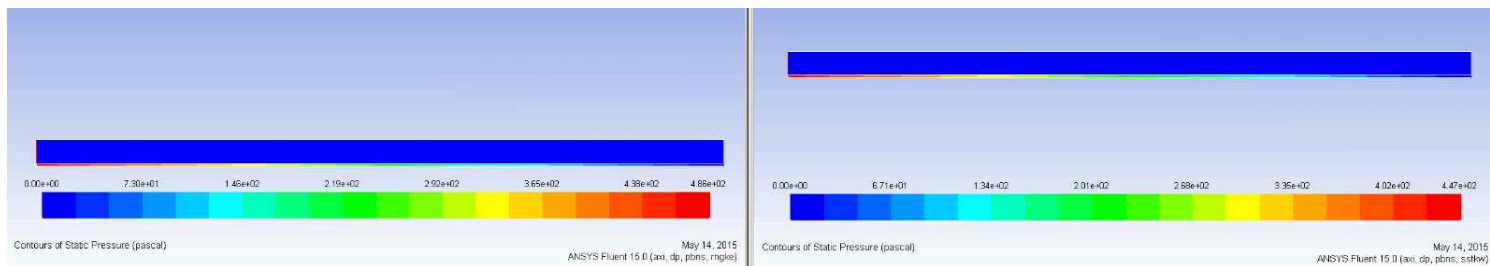
Obr. 8-10 Vyhodnocení Y star

Grafem „Ystar“ se vyhodnocuje velikost buňky v blízkosti stěny. Toto bezrozměrné kritérium by se mělo pohybovat v rozmezí 30-60 pro prostup tepla. Z grafu na Obr. 8-10, lze usoudit, že výpočtová síť je příliš jemná, jelikož se jedná o jednoduché 2D proudění, které není náročné na čas, bylo pokračováno se sítí bez úprav.

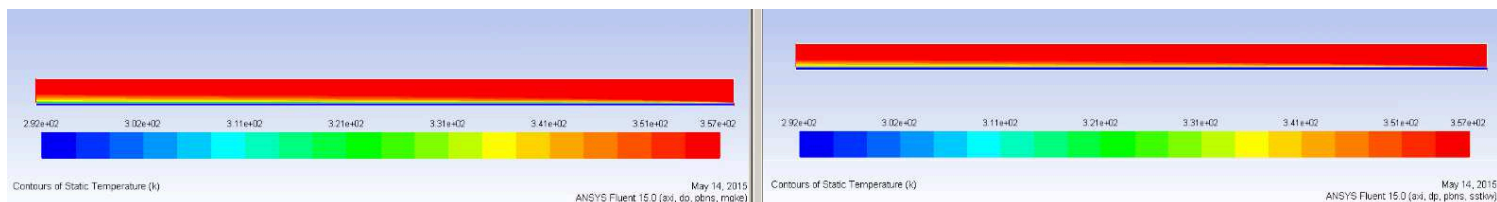
Srovnání výsledků z 2D modelů pro obohacení č.1



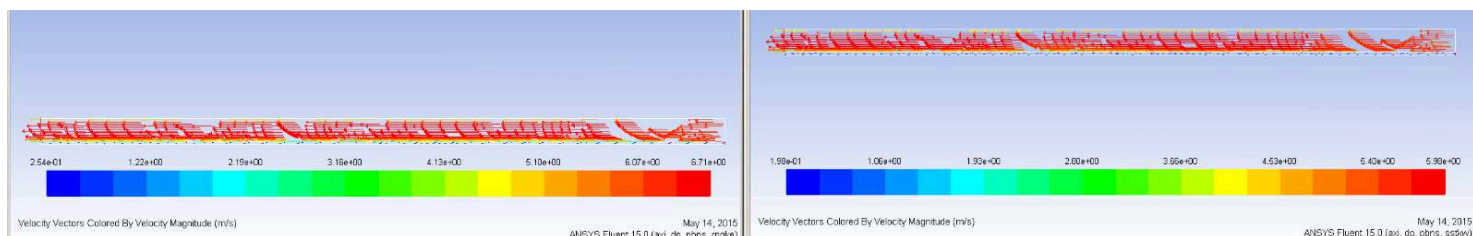
Obr. 8-11 Srovnání residuálů pro obohacení č.1 k- ϵ RNG(vlevo) k- ω SST (vpravo)



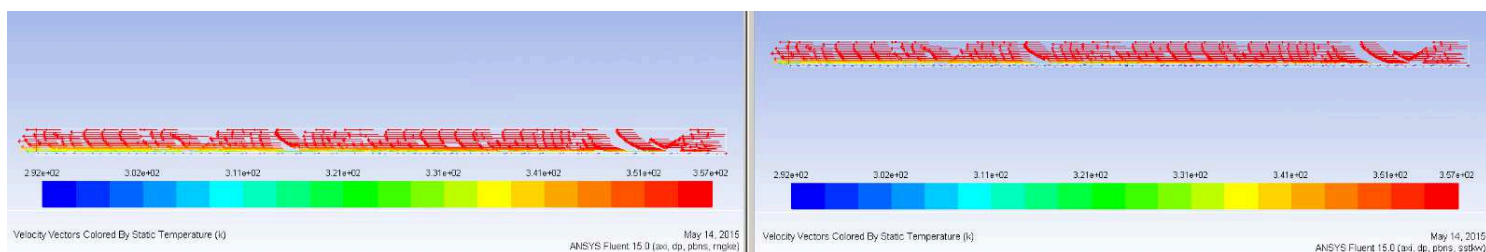
Obr. 8-12 Srovnání tlaků pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)



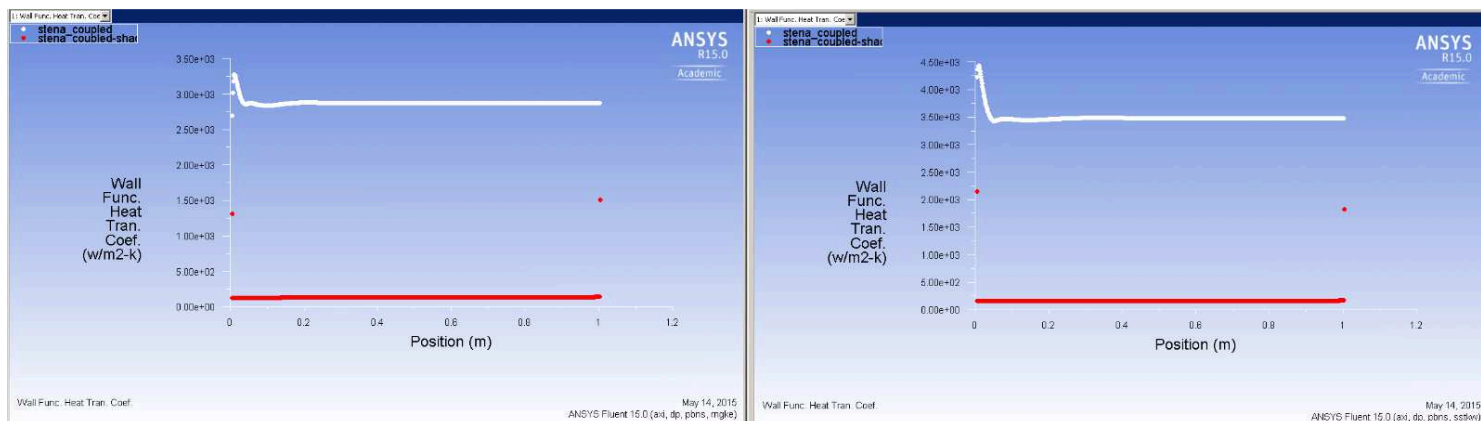
Obr. 8-13 Srovnání teplot pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)



Obr. 8-14 Srovnání vektoru rychlosti pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)



Obr. 8-15 Srovnání vektorů zabarvených teplotou pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)



Obr. 8-16 Srovnání prostupu tepla pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)

Využití poznatků 2D modelování

Při práci s 2D modelováním, bylo vidět rozdíl konvergencí (Obr. 8-4 a Obr. 8-11) jednotlivých modelů. K- ϵ vykazoval rychlejší konvergenci, než model k- ω . Kvůli absenci hodnot pro srovnání takto vytvořené geometrie, bohužel nelze konstatovat, který z modelů vykazuje větší přesnost. Z důvodu urychlení konvergence bude tedy pro 3D model dále použit model k- ϵ . Pro následné zpřesnění bude použit model k- ω STT a také model k- ϵ s vícevrstvou stěnovou funkcí. Při úloze řešené ve Fluentu, nebylo počítáno s tvorbou kondenzátu, tudíž teplotní rozložení a prostup tepla je ovlivněný neodvedeným latentním teplem ze spalin do kondenzátu.

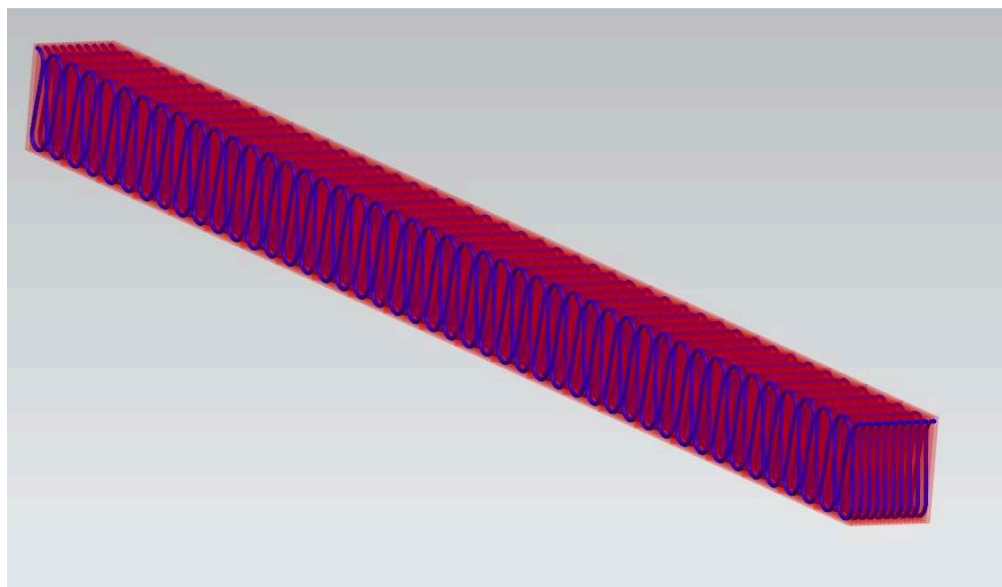
			vzduch		obohacení č.1	
			k- ϵ	k- ω	k- ϵ	k- ω
vstupní tlak média	[Pa]	p_{m1}	7,87	9,1	6,49	7,31
výstupní tlak vody	[Pa]	p_{w1}	559,42	442,38	493,3	446,37
výstupní teplota média	[K]	T_{m2}	355,04	355,45	355,6	355,7
vstupní teplota vody	[K]	T_{w1}	291,65	291,65	291,65	291,65
výstupní teplota vody	[K]	T_{w2}	292,197	292,11	292,21	292,13
tepelný výkon	[W]	P	28,7088027	24,142686	29,3911	25,19237

8.3 3D model

Geometrie byla vytvořena pomocí software Solidworks, a převedena do prostředí Design Modeleru v AnsysWorkbench. V Design Modeleru bylo nutné provést několik úprav. Sešití netečných ploch a sešití kruhových křivek, které byly při převodu rozbité na čtvrt kruhové entity.

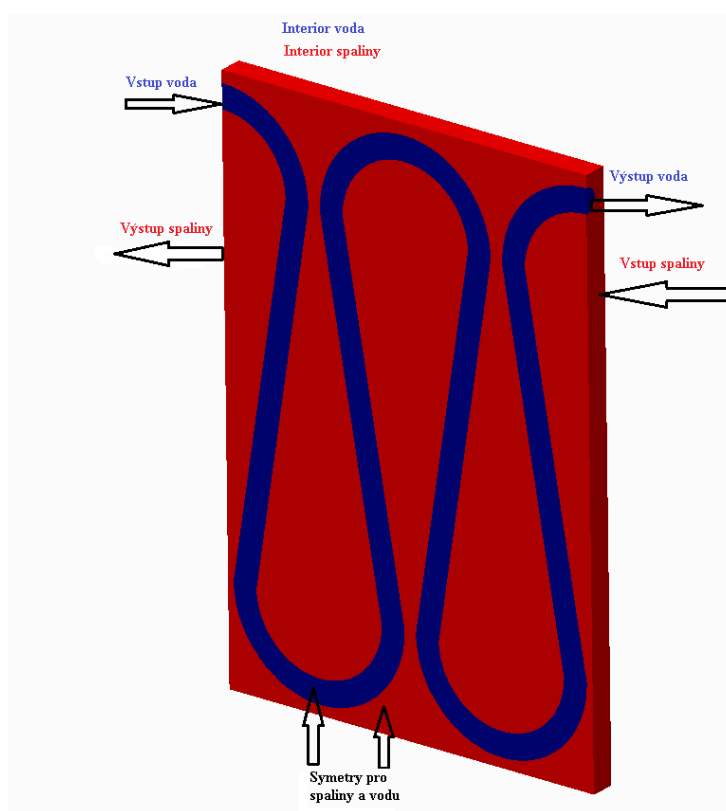
Při vytváření 3D modelu jsem vycházel z reálné geometrie výměníku, pro potřeby zjednodušení sítě byla řešena pouze obecná oblast, která odpovídá rozvinuté délce trubky 1m. Při síťování bylo využito obdobné metody zhušťování elementů ke stěnám, kde je uvažovaný prostup tepla, jako u 2D modelu. K této metodě je nejvhodnějším prvkem, z programu AnsysMeshing, prvek "inflation". U tohoto prvku se definuje počet vrstev u stěny. Jednotlivé elementy v tomto případě jsou vyobrazeny jako zaoblené obdélníky. Pro zbylou část geometrie bylo zvoleno automatické síťování s omezením na největší element. Tvar elementu byl zvolen

Tetrahedron. Takový to přístup síťování umožnil vytvořit kvalitní síť s uspokojivým počtem elementů.



Obr. 8-17 Vytvořená geometrie výměníku v softaware SolidWorks

8.4 Okrajové podmínky



Obr. 8-18 Schéma 3D modelu

Vstup voda

Pro vstup byla zvolena podmínka „mass-flow-inlet“. Hodnota průtoku $0,01255 \text{ kg s}^{-1}$ o teplotě $321,0152 \text{ K}$. Specifická metoda turbulence byla definována intenzitou turbulence 1% a hydraulickým průměrem odpovídající průměru teflonové trubky výměníku $0,01 \text{ m}$. Z důvodu zjednodušení byla upravena vstupní teplota chladící vody. Teplotní spády, resp. tepelný výkon výměníku, jsou definovány jako logaritmické závislosti teploty na délce výměníku. Tyto závislosti se určují měřeními a jsou vyjádřeny empirickými vztahy. V experimentu se tyto závislosti neměřili a nedefinovali. Z tohoto důvodu, pro potřeby odhadu vstupní teploty vody, byl teplotní spád vyjádřen lineární závislostí a teplota vstupní vody dopočtena na požadovanou délku výměníku.

Výstup voda

Pro výstup byla zadána podmínka „pressure-outlet“. Tato podmínka definuje relativní tlak na výstup. Pro všechny případy byla tato podmínka definovaná jako nulový přetlak. Intenzita turbulence 1% s hydraulickým průměrem $0,01 \text{ m}$.

Vstup spaliny

Na vstup spalin byla také definována podmínka „mass-flow-inlet“. Hodnota průtoku spalin je $0,005906 \text{ kg s}^{-1}$ o teplotě $357,39 \text{ K}$. Specifická metoda turbulence byla definována intenzitou turbulence 1% a hydraulickým průměrem odpovídající průměru větší trubky $0,0768 \text{ m}$.

Výstup spaliny

Obdobně jako u vody, pro výstup je zvolena podmínka nulového přetlaku na výstupu. Intenzita turbulence 1% s hydraulickým průměrem odpovídající průřezu výměníku pro jednu trubku $0,0046 \text{ m}$.

Stěny

Po stěnu trubky byla definována podmínka „wall-coupled“. Tato podmínka počítá s prostupem tepla a také dovoluje zjednodušit matematický model tak, že stěnou trubky je pouze plocha s parametrem tloušťky stěny 1 mm . Pro stěny horní a spodní byla definována podmínka izolované stěny s nulovým prostupem tepla.

Symetry

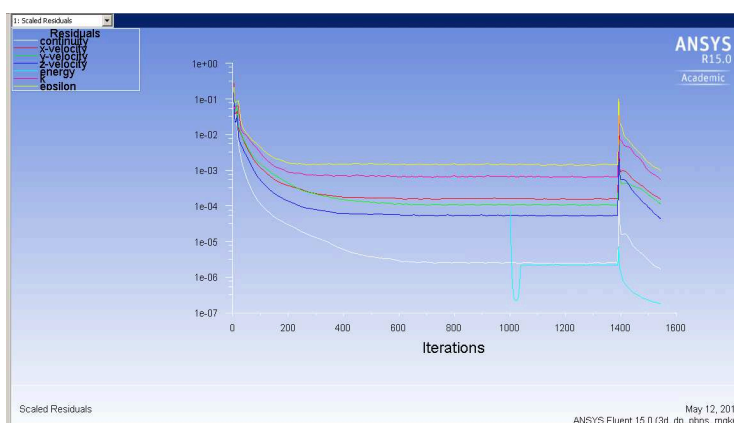
Tato podmínka byla definována v ose trubky na interioru vody a také na interioru spalín. Další podmínka "symetry" byla definována na boční stěně interioru spalín.

Tab. 4 Zadané hodnoty pro 3D výpočet obohacení čI

Veličina	jednotka	Vstup	Výstup
T_{spal}	[K]	357,3900	336,3500
T_{vody}	[K]	321,0152	356,4752
p_{spal}	[Pa]	-	0
p_{vody}	[Pa]	-	0
$Q_{m \text{ spal}}$	$[\text{kg s}^{-1}]$	0,005906	-
$Q_{m \text{ spal}}$	$[\text{kg s}^{-1}]$	0,01255	-
Re=	[1]	3,36E+03	

8.5 3D modelování

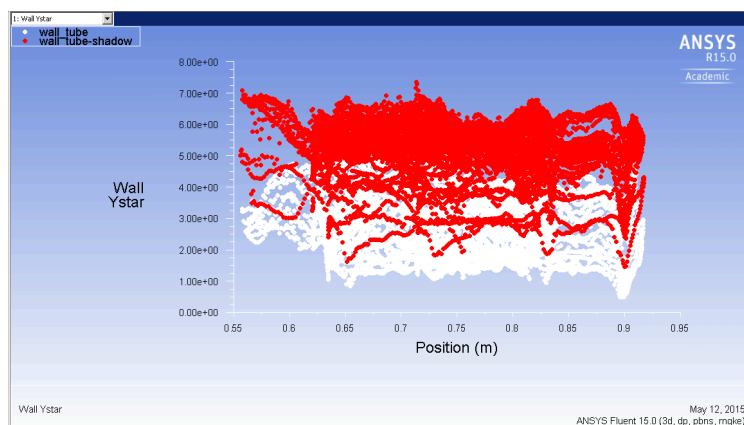
První výpočet byl zadán se stejnými hodnotami průtoků a teplot, jako u 2D modelu. Byl proveden výpočet s dvourovnicovými modely turbulence k- ω STT a k- ϵ RNG. K zpřesnění počátečního odhadu se provedl výpočet proudění bez přestupu tepla s modelem k- ϵ standard pouze s konstantními fyzikálními podmínkami pro spaliny. Tím, se vyvarovalo případné divergenci ve výpočtu. Následně se provedl výpočet s prostupem tepla a v dalším kroku se upravil schéma výpočtu pro tlak na „PRESTO“. Poté se dosadily reálné fyzikální vlastnosti spalín. Konvergence je znázorněná na Obr. 8-19.



Obr. 8-19 Zobrazení Residuálů po prvotním výpočtu

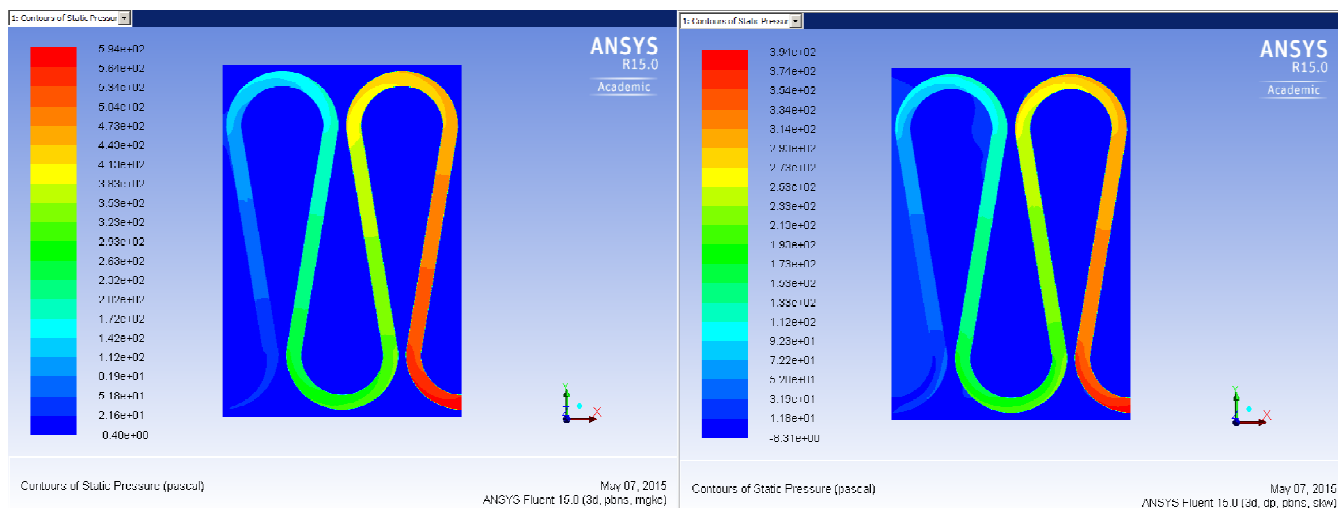
Z grafu Ystar na Obr. 8-20 je patrné, že síť je velmi jemná, tudíž nepotřebuje další úpravy. Jemnost sítě bude také využita, při testování turbulentních modelů s

vícevrstvou stěnovou funkcí. Pro tyto účely se využijí modely $k-\epsilon$ RNG a $k-\epsilon$ standard. U vícevrstvé stěnové funkce je zapotřebí, aby parametr Ystar dosahoval hodnot 5-6.

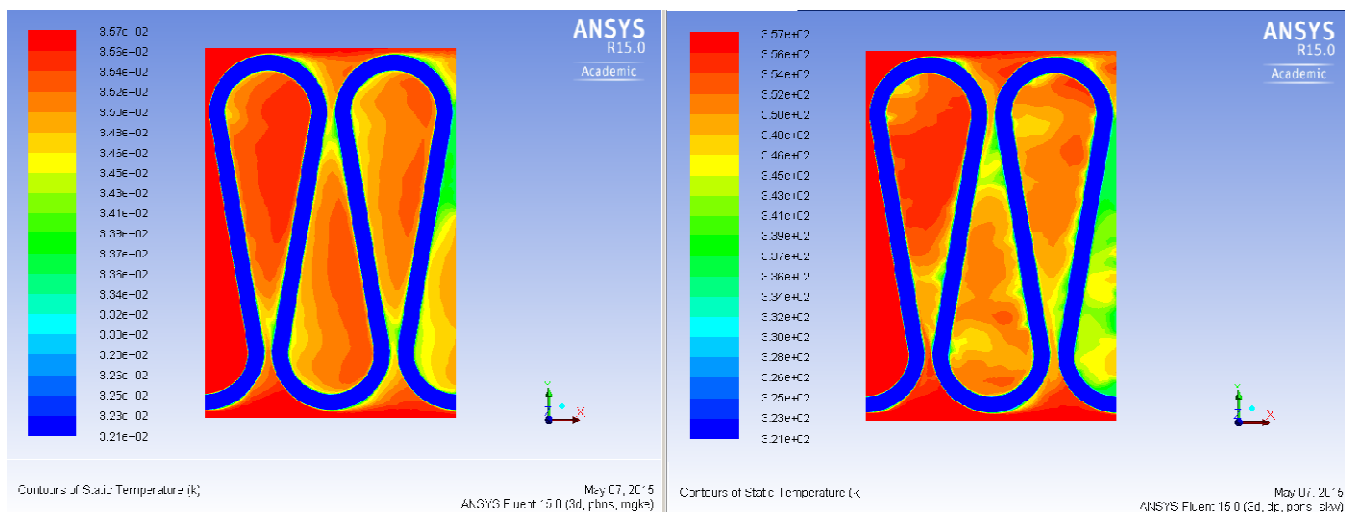


Obr. 8-20 Vyhodnocení Ystar

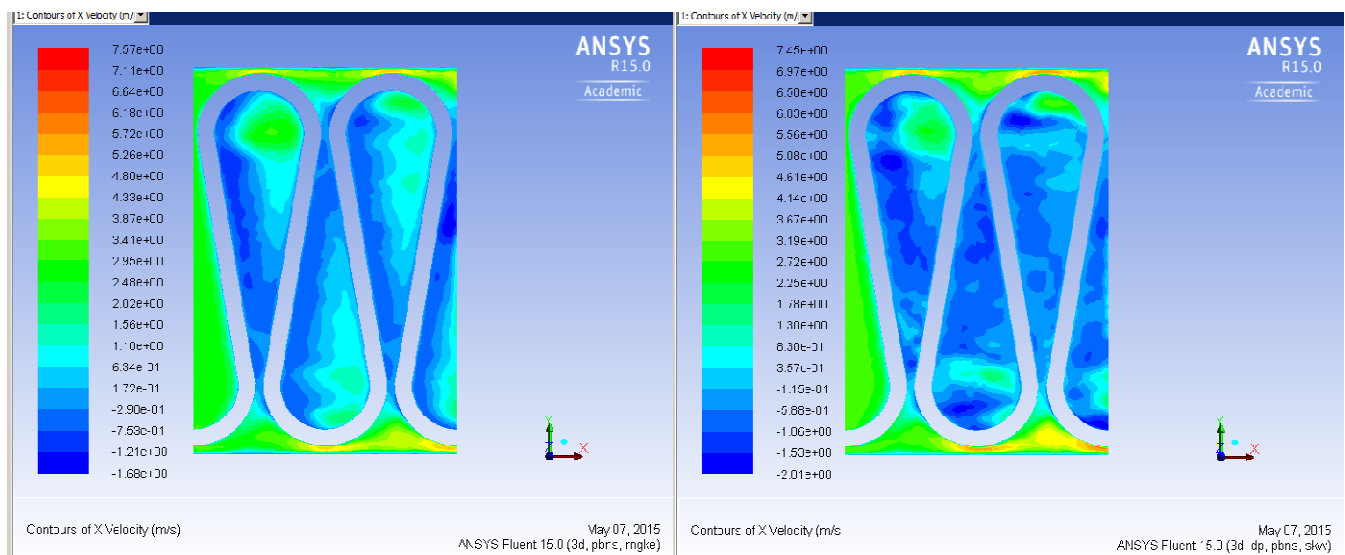
Srovnání výsledků z 3D modelů pro obohacení č.1



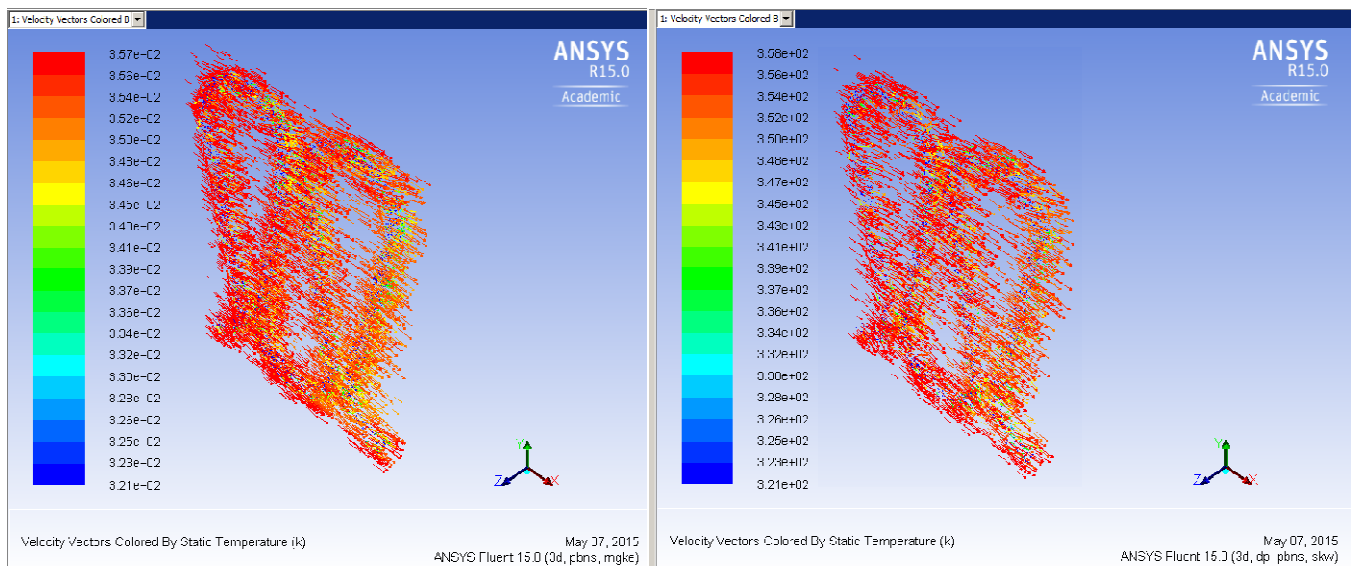
Obr. 8-21 Srovnání tlaků pro obohacení č.1 $k-\epsilon$ RNG (vlevo) $k-w$ (vpravo)



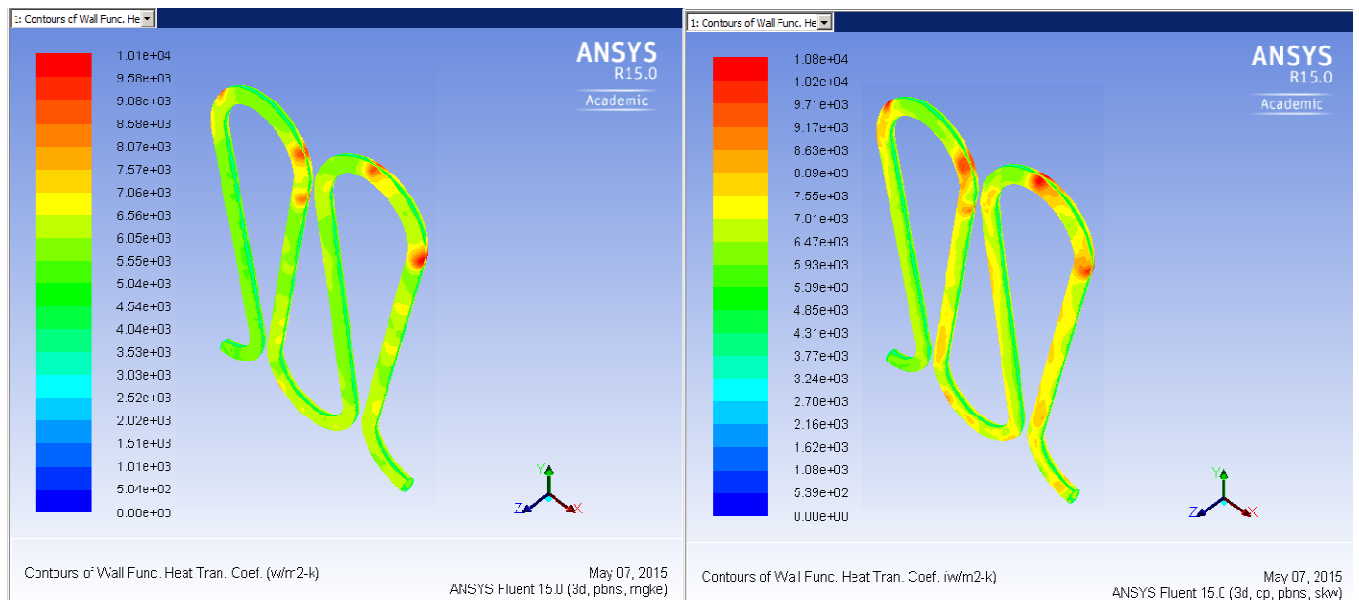
Obr. 8-22 Srovnání teplot pro obohacení č.1 k- ϵ RNG (vlevo) k- ω (vpravo)



Obr. 8-23 Srovnání rychlostí v ose X pro obohacení č.1 k- ϵ RNG (vlevo) k- ω (vpravo)

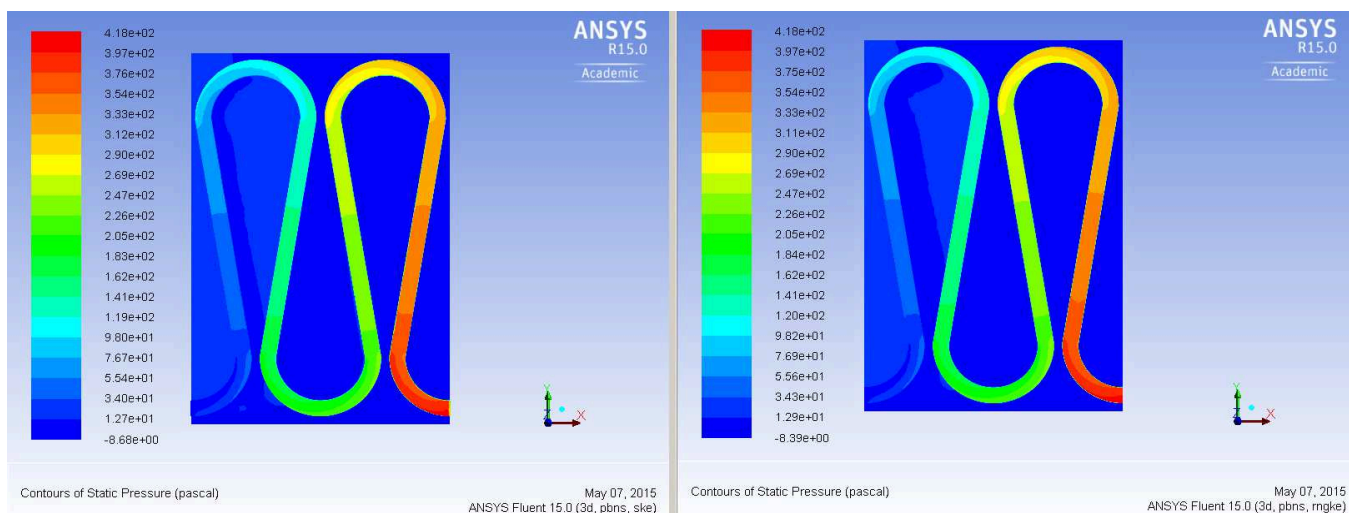


Obr. 8-24 Srovnání vektorů rychlosti zbarvených dle teploty k - e RNG (vlevo) k - w (vpravo)

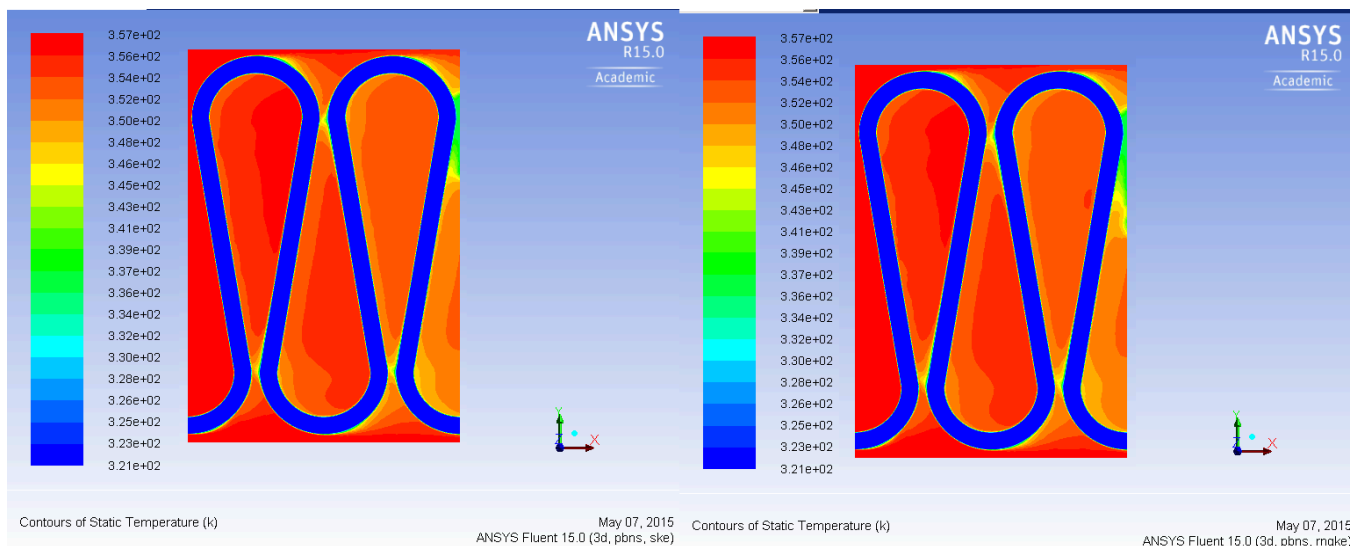


Obr. 8-25 Srovnání koeficientu prostupu tepla k - e RNG (vlevo) k - w (vpravo)

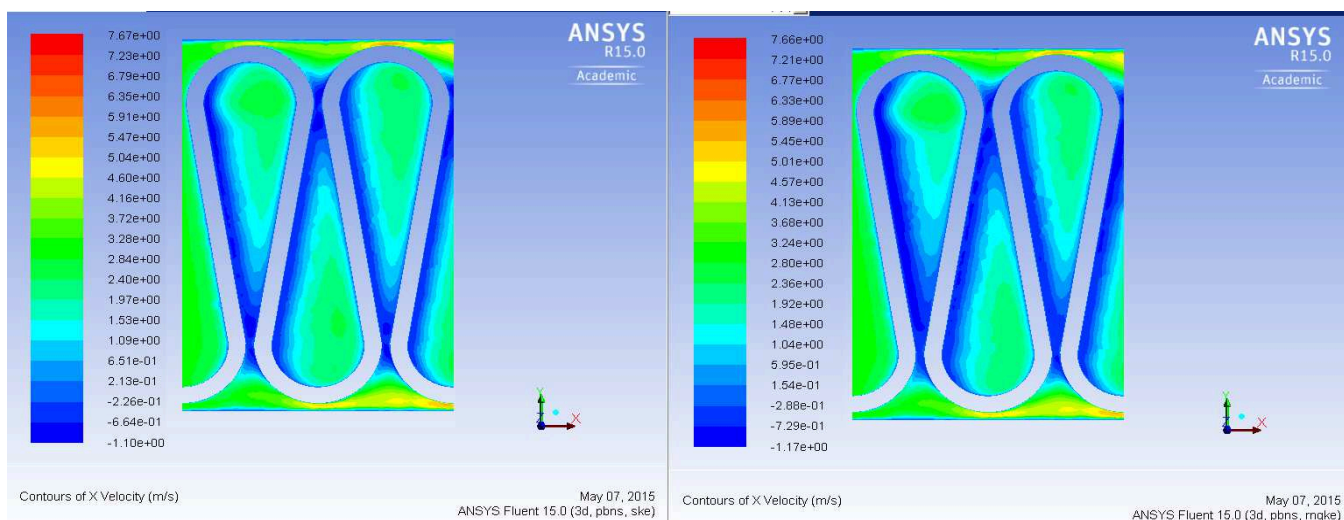
Srovnání výsledků z 3D modelů pro obohacení č.1



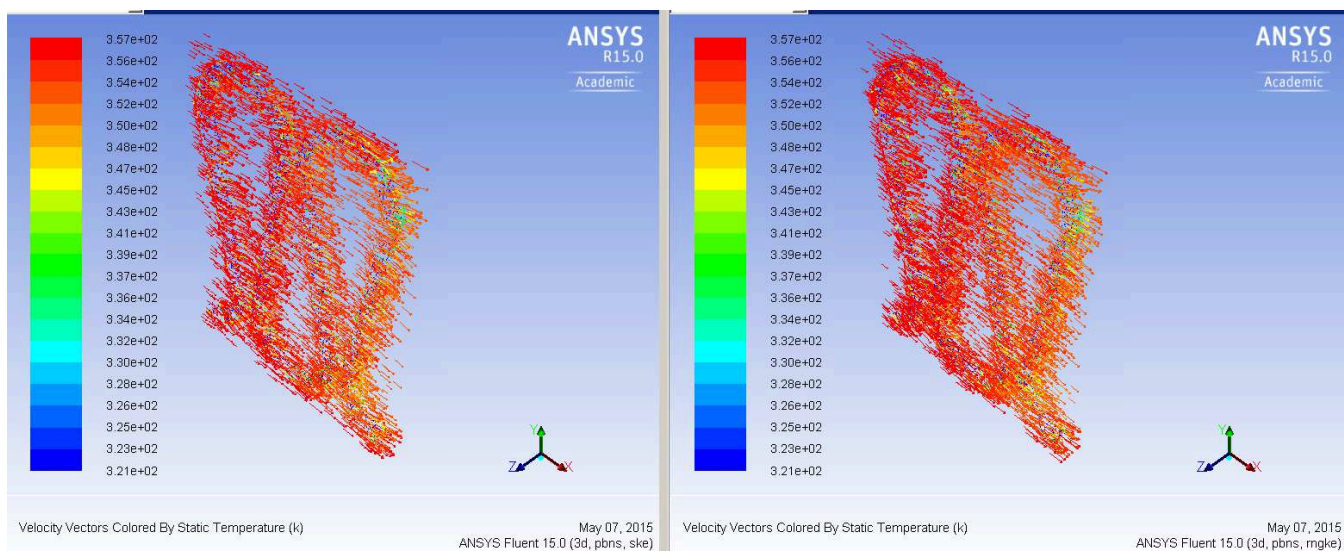
Obr. 8-26 Srovnání tlaků vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-ε standard(vlevo) k-ε RNG(vpravo)



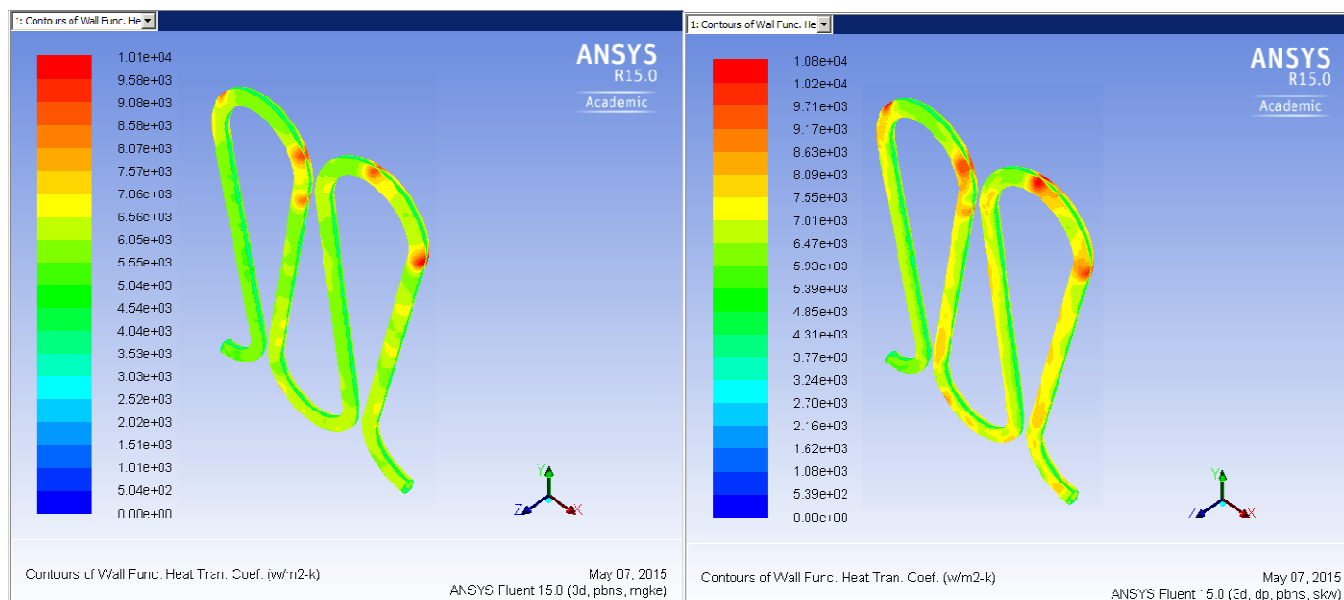
Obr. 8-27 Srovnání teplot vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-ε standard(vlevo) k-ε RNG(vpravo)



Obr. 8-28 Srovnání rychlostí v ose X vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-ε standard(vlevo) k-ε RNG(vpravo)

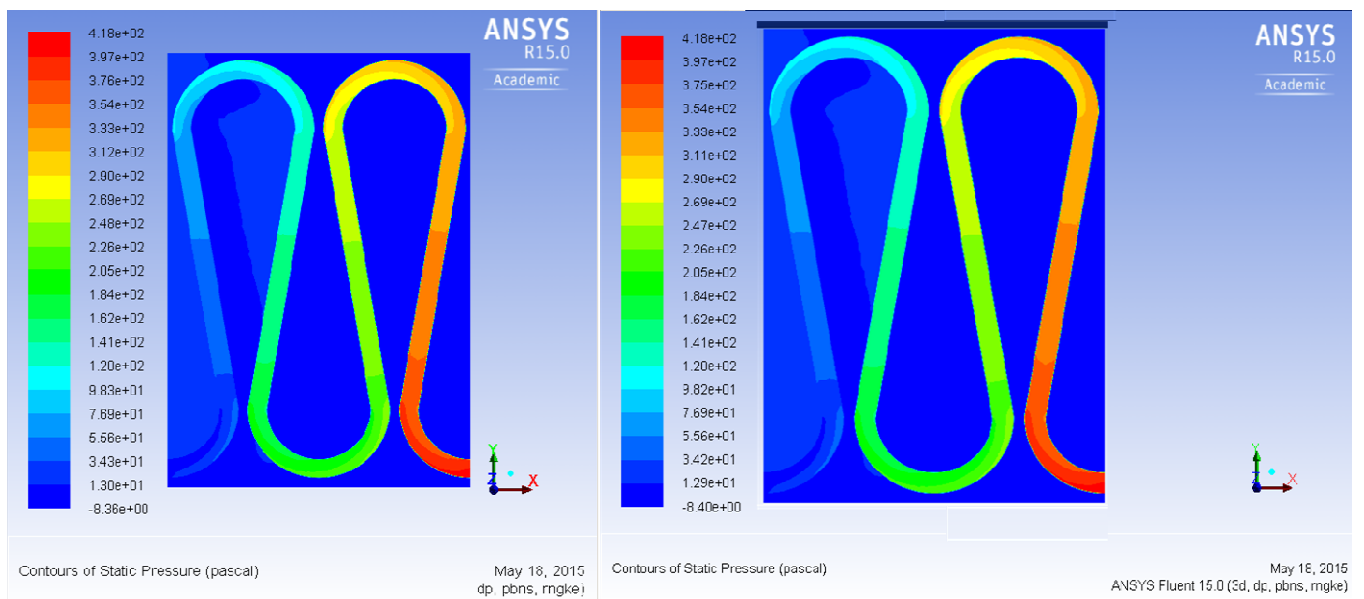


Obr. 8-29 Srovnání vektorů rychlosti zabarvených dle teploty, vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-ε standard(vlevo) k-ε RNG(vpravo)

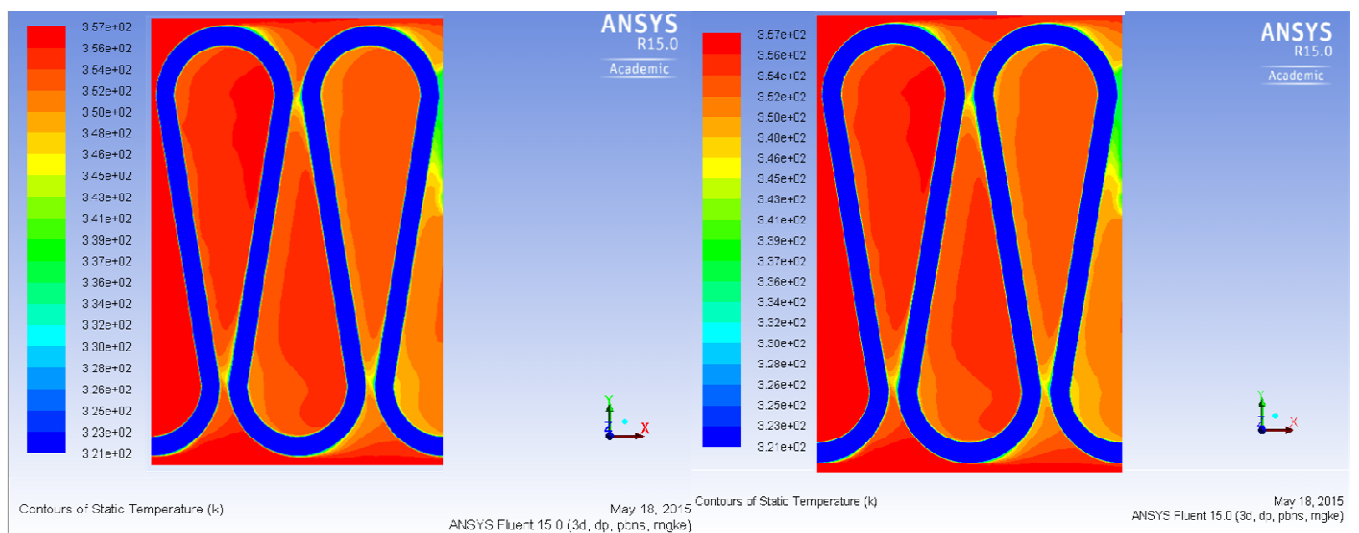


Obr. 8-30 Srovnání koeficientu prostupu tepla vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-ε standard(vlevo) k-ε RNG(vpravo)

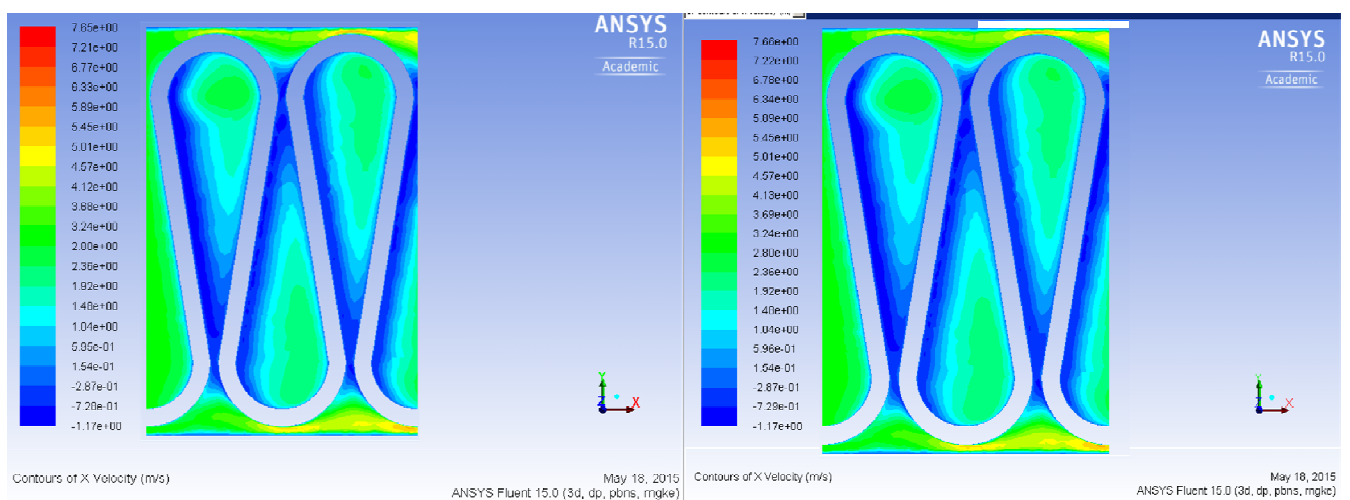
Srovnání výsledků z 3D modelů pro obohacení č.6 a č.10



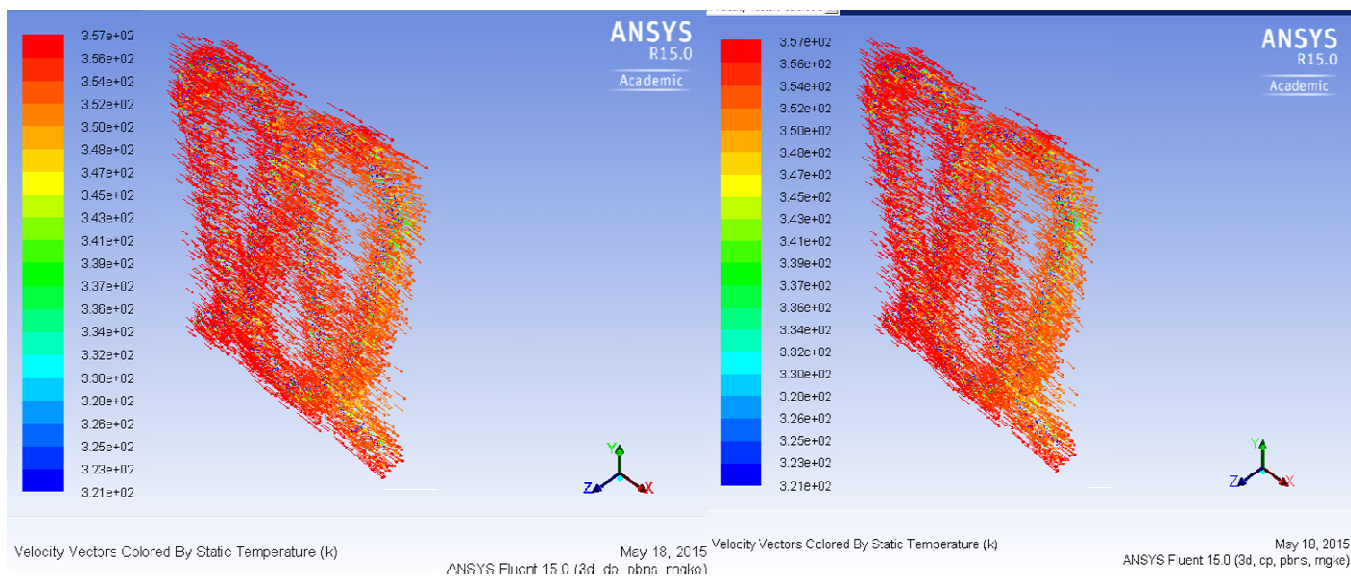
Obr. 8-31 Srovnání tlaků vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č.10 . k-e RNG



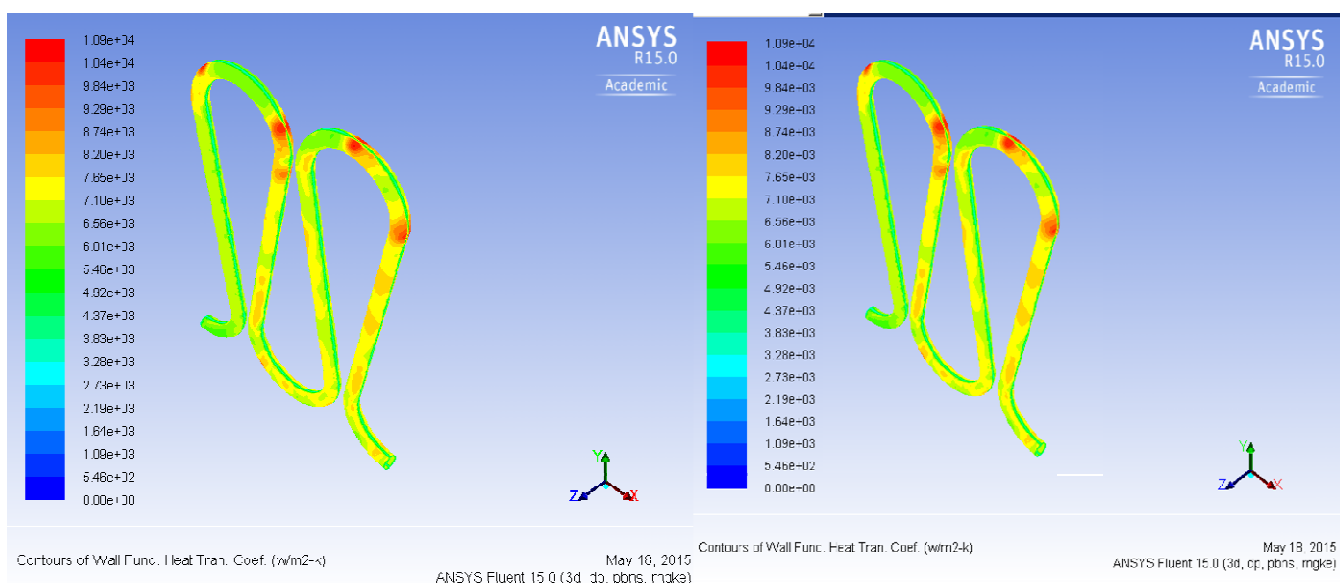
Obr. 8-32 Srovnání teplot vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č.10 . k-e RNG



Obr. 8-33 Srovnání rychlostí v ose X vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č.10 . k-e RNG



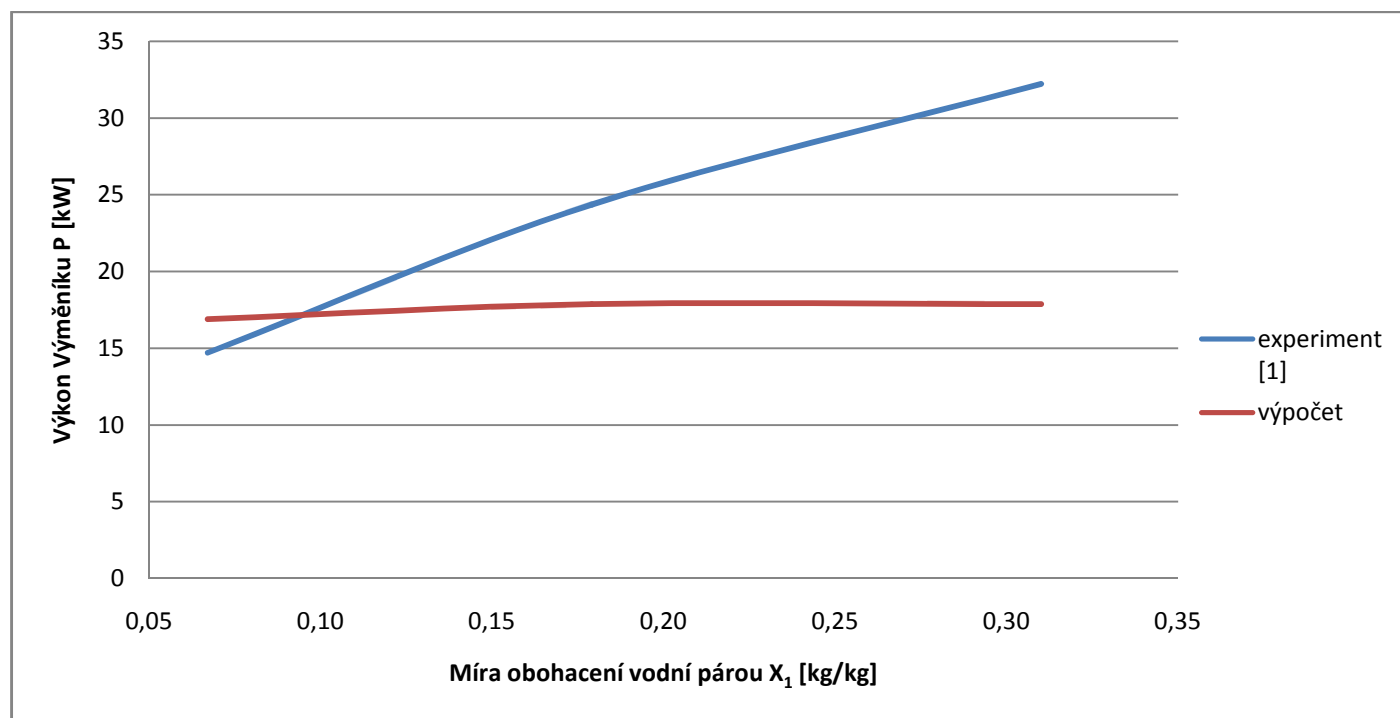
Obr. 8-34 Srovnání vektorů s barvou teploty, vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č10 . k-e RNG



Obr. 8-35 Srovnání koeficientu prostupu tepla, vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č10 . k-e RNG

Tab. 5 Vypočítané hodnoty výměníku

			k-ε RNG	k-ω STT	k-ε vícevrství model standard ob.1	k-ε vícevrství model RNG ob.1	k-ε vícevrství model RNG ob. 6	k-ε vícevrství model RNG ob. 10
vstupní tlak média	[Pa]	p_{m1}	15,67	16,87	18,73	18,15	18,2	17,99
vstupní tlak vody	[Pa]	p_{w1}	576,25	376,4	399,8	399,6	399,73	399,65
výstupní teplota média	[K]	T_{m2}	349,23	348,7	351	350,55	350,4	350,3
vstupní teplota vody	[K]	T_{w1}	321,02	321,02	321,02	321,02	321,02	321,02
výstupní teplota vody	[K]	T_{w2}	321,82	321,722	321,76	321,76	321,72	321,68
tepelný výkon	[W]	P	41,98728	36,84384	38,83823	38,83823	36,73887	34,639506
tepelný výkon celého výměníku	[W]	P	19314,15	16948,17	17865,59	17865,59	16899,88	15934,173



Graf Porovnání vypočítaného výkonu s naměřeným výkonem v experimentu

9 Závěr

Diplomová práce se věnovala prouděním a prostupem tepla ve výměníku tepla sestrojeného na Wrocław University of Technology, Polsko, pro potřeby experimentální analýzy a vývoje matematických modelů simulujících kondenzaci spalin v energetice.

Nejdříve bylo nutné definovat fyzikální vlastnosti na základě složení spalin. To se provedlo pomocí hmotnostních zlomků, které byly dostupné z měření experimentu. Z důvodu neizotermního proudění se vlastnosti definovali v závislosti na teplotě.

Při výpočtech byl nejdříve využit 2D matematický model, který napomáhal odladit proces prostupu tepla s reálnými fyzikálními vlastnostmi proudící směsi. 2D modely nebylo ovšem možné srovnávat s experimentem, jelikož geometrie reálného výměníku je naprosto rozdílná. Poznatky z 2D modelů byly systémem "step by step" aplikovány do 3D modelů.

Geometrie 3D modelu musela být nejdříve zjednodušena, jelikož by výpočet byl příliš náročný na čas. Zjednodušení se provedlo pomocí okrajových podmínek "symetry". Díky této podmínce musely být však upraveny okrajové podmínky na vstupech. Zadané hodnoty jsou tedy vyděleny počtem smyček a dále půleny, z důvodů použití okrajové podmínky "symetry"

Výsledky vypočtených hodnot, jsou ovlivněny řadou faktorů. Nejcitelnějším rozdílem vůči experimentu, byl vliv latentního tepla na prostup tepla. Ovšem podle dostupných literatur, je význam latentního tepla shodný s trendem ve výsledcích této diplomové práce. Dalším faktorem je absence charakteristiky tepelného výkonu v závislosti na délce výměníku. Tato charakteristika byla nahrazena pouze lineární závislostí, díky tomu je celý výpočet ovlivněný odchylkou, kterou nelze podrobně specifikovat.

Za předpokladu, že by platila lineární závislost, byl by význam kondenzace v prvním případě 14,4 kW a při druhém obohacení spalin 7,5kW. Na druhou stranu ve třetím testovaném modelu pro obohacení č.10 by byl význam kondenzace -1,24kW. Tuto zápornou hodnotu přičítám zjednodušení výkonové křivky výměníku na lineární závislost.

10 Seznam Obrázků

Obr. 2-1 Přehled typů teplovodních kotlů [18]	13
Obr. 2-2 Schéma uhelné elektrárny [21]	13
Obr. 2-3 Princip kondenzačních plynových teplovodních kotlů [22]	14
Obr. 2-4 Ostwaldovův trojúhelník pro hnědé uhlí [17]	15
Obr. 3-1 Schéma zařízení pro experiment [1]	19
Obr. 4-1 Geometrie kondenzačního výměníku pro experiment [1]	21
Obr. 5-1 Fyzikální vlastnosti vody	25
Obr. 5-2 Fyzikální vlastnosti teflonu	26
Obr. 8-1 Schéma 2D modelu	35
Obr. 8-2 Princip síťování v Ansys Meshing	35
Obr. 8-3 Definování okrajových podmínek na stěnách	37
Obr. 8-4 Srovnání residuálů pro vzduch k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	37
Obr. 8-5 Srovnání tlaku pro vzduch k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	37
Obr. 8-6 Srovnání teplot pro vzduch k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	38
Obr. 8-7 Srovnání vektoru rychlosti pro vzduch k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	38
Obr. 8-8 Srovnání vektorů zabarvených teplotou pro vzduch k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo) ...	38
Obr. 8-9 Srovnání prostupu tepla pro vzduch k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	38
Obr. 8-10 Vyhodnocení Y star	39
Obr. 8-11 Srovnání residuálů pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	39
Obr. 8-12 Srovnání tlaků pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	40
Obr. 8-13 Srovnání teplot pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	40
Obr. 8-14 Srovnání vektoru rychlosti pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	40
Obr. 8-15 Srovnání vektorů zabarvených teplotou pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	40
Obr. 8-16 Srovnání prostupu tepla pro obohacení č.1 k-e RNG(vlevo) k-w STT (vpravo)	40
Obr. 8-17 Vytvořená geometrie výměníku v SolidWorks	42
Obr. 8-18 Schéma 3D modelu	42
Obr. 8-19 Zobrazení Residuálů po prvotním výpočtu	44
Obr. 8-20 Vyhodnocení Ystar	45
Obr. 8-21 Srovnání tlaků pro obohacení č.1 k-e RNG (vlevo) k-w(vpravo)	45
Obr. 8-22 Srovnání teplot pro obohacení č.1 k-e RNG (vlevo) k-w(vpravo)	46
Obr. 8-23 Srovnání rychlostí v ose X pro obohacení č.1 k-e RNG (vlevo) k-w(vpravo)	46
Obr. 8-24 Srovnání vektorů rychlosti zabarvených dle teploty k-e RNG (vlevo) k-w(vpravo)	47
Obr. 8-25 Srovnání koeficientu prostupu tepla k-e RNG (vlevo) k-w(vpravo)	47
Obr. 8-26 Srovnání tlaků vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-e standard(vlevo) k-e RNG(vpravo)	48
Obr. 8-27 Srovnání teplot vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-e standard(vlevo) k-e RNG(vpravo)	48
Obr. 8-28 Srovnání rychlostí v ose X vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-e standard(vlevo) k-e RNG(vpravo)	48
Obr. 8-29 Srovnání vektorů rychlosti zabarvených dle teploty, vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-e standard(vlevo) k-e RNG(vpravo)	49
Obr. 8-30 Srovnání koeficientu prostupu tepla vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.1 k-e standard(vlevo) k-e RNG(vpravo)	49
Obr. 8-31 Srovnání tlaků vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č.10 . k-e RNG	50
Obr. 8-32 Srovnání teplot vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č.10 . k-e RNG	50
Obr. 8-33 Srovnání rychlostí v ose X vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č.10 . k-e RNG	50

Obr. 8-34 Srovnání vektorů s barvou teploty, vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č10 . k-e RNG	51
Obr. 8-35 Srovnání koeficientu prostupu tepla, vícevrstvé stěnové funkce pro obohacení č.6 a č10 . k-e RNG	51

11 Seznam použité literatury

- [1] POLKO, K. *Modeling Of Waste Heat Recovery From Exhaust Flue Gases*. Wroclaw University of Technology, Faculty of Mechanical and Power Engineering, Raport serii PREPRINTY nr 35/2012, Wroclaw 2012. Dissertation
- [2] KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 115 s., ISBN 978-80-248-1913-6
- [3] KOZUBKOVÁ, M. a kol. *Modelování spalování paliv*. učební text Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2012, 288 s
- [4] KOZUBKOVÁ, M. a kol. *Modelování přenosu hmoty, hybnosti a tepla* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011, 115 s., ISBN 978-80-248-1913-6.
- [5] HORÁK, J a kol. *Bilance emisí znečišťujících látek z malých zdrojů znečišťování se zaměřením na spalování tuhých* VŠB TU Ostrava 2011; Chem. Listy 105, 851-855 (2011)
- [6] BOJKO, M.: *3D Proudění – ANSYS Fluent*, e-learningová skripta, VŠB-Technická Univerzita Ostrava, 2010, 226s.
- [7] BAUM, M. M., STREET, P. J. *Predicting the Combustion Behavior of Coal Particles*. *Combustion Science and Technology*. 1971, 3 (5), p. 231-243, ISSN 0010-2202
- [8] INCROPERA, F. a kol. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6. edition, John Wiley and Sons 2007, 996 p., ISBN 978-0-471-45728-2.
- [9] PALUSKA, R., BOJKO, M., HORÁK, J. *Determination of pulverized coal thermokinetic properties with use of mathematical modelling*. Sborník vědeckých prací VŠB - TU Ostrava, řada strojní, 2009, č. 3, s. 149-158, ISSN 1210-0471
- [10] BAŠTA, J a kol. *Topenářská příručka, 120 let topenářství v Čechách a na Moravě*. Praha 2001 ISBN 80-86176-82-7
- [11] Ansys, Inc. *ANSYS FLUENT 14 - Theory Guide*. 2011.
- [12] Ansys, Inc. *ANSYS FLUENT 14 - User's Guide*. 2011
- [13] Ansys, Inc. *ANSYS FLUENT 14 - Tutorial Guide*. 2011
- [14] JANALÍK, J.; ŠTÁVA, P. *Mechanika tekutin*. VŠB-TUO, Ostrava, 2002, 125s. ISBN 80-248-0038-1.
- [15] JECHA, D. *Absorpční čištění spalin vznikajících spalováním odpadů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 118 s., 10 s. příloh, Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Ladislav Bébar, CSc
- [16] Bc. Jan Müller *Kondenzační technika a odvody spalin*. Brno, 2014. 127 s., 47+30 s. příl. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Marcela Počinková, Ph.D..
- [17] *Multimediální učební texty zaměřené na problematiku tvorby škodlivin při spalování*: Výzkumné energetické centrum -VŠB [online]. [cit. 2013-04-22]. Dostupné z: <http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/tvorba.pdf>
- [18] <http://www.transformacni-technologie.cz/fosilni-paliva-jejich-vyuziti-v-energetice-a-ekologicke-dopady.html>
- [19] http://www.techmania.cz/edutorium/art_exponaty.php?xkat=fyzika&xser=4d656368616e696b661h&key=270
- [20] <http://www.vscht.cz/uchi/ped/hydroteplo/materialy/turbulence.pdf>
- [21] http://www.energyweb.cz/web/index.php?display_page=2&subitem=1&ee_chapter=2.5.3
- [22] <http://vytapani.tzb-info.cz/kondenzace/7912-junkers-tipy-pro-topenare-xii-teoreticke-zaklady-kondenzacni-techniky>

12 Příloha

Prandtlovo číslo

Udává poměr mezi viskozitou a přestupem tepla při proudění. Je závislé na vlastnostech látek, které jsou použity.[3]

$$Pr = \frac{\rho c_p \nu}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (12-1)$$

Grashofovo číslo

Toto kritérium udává, zda jsou při výpočtu významné vztlakové síly, které vznikají díky gravitaci. Je to tedy poměr mezi viskózními a vztlakovými silami. Na základě tohoto kritéria rozlišujeme dva typy proudění (konvekce).

- Přirozená konvekce – řízení je prováděno zejména díky gravitaci. Samotné proudění vykonává změna teploty kapaliny, nebo plynu. Princip samotížného systému při vytápění např. rodinného domu.
- Nucená konvekce – řízení proudění je prováděno pomocí např. oběhového čerpadla, v případě plynu kompresoru. Kapalina, nebo plyn, je tudíž silově nucena proudit přes výměník tepla. Vztlakové síly vyvozené změnou teploty tekutiny jsou v tomto případě zanedbatelné.[3]

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T)d_h^3}{\nu^2} \quad (12-2)$$

Furierovo číslo

Udává poměr tepelné vodivosti a akumulaci tepla v čase.

$$Fo = \frac{\lambda \tau}{\rho c_p d_h^2} \quad (12-3)$$

Kde τ je časová konstanta.

Nusseltovo číslo

Nusseltovo číslo vyjadřuje vliv konvektivního přenosu tepla na kondukcí tělesa. Jinými slovy, vyjadřuje vliv proudící tekutiny na schopnost tělesa teplo vést a převádět. Je to tedy vliv proudění na součinitele prostupu tepla a vodivosti. [3]

$$Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda} \quad (12-4)$$

Nusseltovo číslo je možné stanovit pomocí různých empirických vztahů, vyjadřuje se totiž jako podobnostní kritérium. [3]

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, Fo)$$

Také se hodnota Nusseltova čísla určuje podle toho, zda dochází k nucené nebo přirozené

$$Nu = \sqrt[3]{49,03 + 4,17Re \cdot Pr \frac{d}{l}}$$

$$Nu = 0,21Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

Pro laminární proudění (12-5)

nucená konvekce

Pro turbulentní proudění (12-6)

nucená konvekce